

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Mechanismus s multifunkční lopatou

Mechanism With Multifunctional Shovel

Student:

Ondřej Popelka

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Ondřej Popelka**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Mechanismus s multifunkční lopatou**
Mechanism With Multifunctional Shovel
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte rešerši dané problematiky. Dále zpracujte obecný popis a proved'te analýzu předmětného problému. Navrhněte konstrukční řešení mechanismu s multifunkční lopatou, tzv. Klapačkou. Mechanismus je určen k montáži na malotraktor a používá se pro nakládání hmot a manipulační práce v zemědělských objektech, zahradnictví nebo skladech. Proveďte potřebné pevnostní a případně také kinematické výpočty. Pro navržené konstrukční řešení, zpracujte výkresovou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Detailní specifikaci provozních, manipulačních a dalších parametrů určí zadavatel práce – Šálek s.r.o.


Seznam doporučené odborné literatury:

PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídicí prvky hydrostatických systémů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
LEINVEBER, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných text. editory*. Praha: ČNI, 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019
Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech strojů získaných od firmy Šálek s.r.o., Prostějov, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 18. května 2020

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020

.....

Podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POPELKA, O.: Mechanismus s multifukční lžící. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování – 340, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2020. 57 s. Bakalářská práce, vedoucí: Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem mechanismu s multifunkční lopatou. V úvodu práce je vypracovaná rešerše ohledně typů nakladačů, zemědělských strojů a příslušenství pro čelní nakladače. Poté následuje konstrukční část, ve které je popsán výběr pohonu mechanismu, výpočet potřebné síly mechanismu a kontrola lineárních hydromotorů včetně pevnostní kontroly čepů. Následně je v práci zdůvodněna volba materiálů jednotlivých součástí. MKP analýzou je zkontrolováno rozložení napětí a deformací při kritických zatíženích, ke kterým může při používání lopaty dojít. Součástí této práce jsou výrobní výkresy jednotlivých částí sestavy a výkres kompletní sestavy navržené konstrukce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

POPELKA, O.: Mechanism With Multifunctional Shovel. Ostrava: Department of Production Machines and Design – 340, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2020 57 pages. Bacheor thesis, supervisor: Fries, J.

The bachelor's thesis deals with the structural design of a mechanism with a multifunctional shovel. In the introduction, a search is made regarding the types of loaders, agricultural machinery and accessories for front loaders. This is followed by a structural part in which the selection of the mechanism drive, the calculation of the required mechanism force and the inspection of linear hydraulic motors, including the strength inspection of the pins, are described. Subsequently, the choice of materials of individual components is justified in the work. FEM analysis checks the distribution of stresses and strains at critical loads that may occur when using the bucket. Part of this work are production drawings of individual parts of the assembly and a drawing of the complete assembly of the designed structure.

Obsah

ÚVOD	9
1 Rešerše dané problematiky	10
1.1 Nakladače	10
1.2 Stroje pro zemědělství	12
1.3 Čelní nakladač ND5-060.....	16
1.4 Dostupné provedení klapáček na trhu	20
2 Analýza dané problematiky	22
3 Konstrukce klapáčky	23
3.1 Stanovení vstupních parametrů	23
3.2 Schéma základních poloh klapáčky	23
3.3 Volba pohonu sklápěcího mechanismu	24
3.4 Hydraulické ovládání lopaty	24
3.5 Volba lineárních hydromotorů	27
3.6 Výpočtová část ovládání lopaty	28
3.7 Pevnostní kontrola čepů lineárních hydromotorů	34
3.8 Volba materiálu jednotlivých částí lopaty	37
4 MKP Analýza.....	37
4.1 Nerovnoměrný náraz rozklopenou lopatou	41
4.2 Nerovnoměrný náraz sklopenou lopatou	43
4.3 Odpor tělesa při sklápění.....	46
4.4 Zhodnocení simulací.....	48
5 Výsledné konstrukční řešení.....	49
5.1 Úchyty pro čelní nakladač.....	49
5.2 Vyztužení lopaty	49
5.3 Uložení lineárních hydromotorů.....	50
5.4 Dorazy sklápěcí části lopaty.....	50
5.5 Krajní polohy lopaty.....	51
6 Závěr.....	52
7 Zdroje	53
8 Seznam příloh.....	56

Seznam použitých označení

F_p	Síla vyvolána lineárním hydromotorem	[N]
F_v	Síla působící na konci sklápěcí části	[N]
L_s	Délka ramena sklápěcí části	[mm]
L	Délka ramena lineárního hydromotoru	[mm]
F_{p1}	Síla jednoho lineárního hydromotoru	[N]
p	Tlak	[MPa]
F	Síla	[N]
S	Plocha kruhu	[mm ²]
D	Průměr pístu	[mm]
D_{min}	Minimální průměr pístu	[mm]
d	Průměr pístní tyče	[mm]
d_{ok}	Průměr oka	[mm]
p_{max}	Maximální tlak	[MPa]
F_{max}	Maximální síla lineárního hydromotoru	[N]
S_m	Plocha mezikruží	[mm ²]
F_{zas}	Síla při vysouvání pístní tyče	[N]
L_c	Délka čepu	[mm]
d_c	průměr čepu	[mm]
σ_{Dov}	Dovolené ohybové napětí	[MPa]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_{okruh}	Průřezový modul v ohybu kruhu	[mm ⁴]
σ_0	Ohybové napětí čepu	[MPa]
τ_D	Dovolené smykové napětí čepu	[MPa]
τ_c	Smykové napětí čepu	[MPa]
Re	Mez kluzu	[MPa]

Mechanismus s multifunkční lopatou

σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
k_{HMH}	Koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu podle HMM	[-]
p_D	Dovolený tlak ve stykových plochách	[MPa]
p_1	Tlak ve stykových plochách	[MPa]
b	Délka stykových ploch	[mm]
π	Konstanta	[-]
J	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
S_d	Plocha pístní tyče	[mm ²]
i	Poměr setrvačnosti	[mm]
λ	Štíhlost prutu	[-]
λ_{kr}	Kritická štíhlost prutu	[-]
L_v	Vzdálenost os ok lineárního hydromotoru při vysunutí	[mm]
F_{kr}	Kritická síla vzpěru lineárního hydromotoru	[N]
σ_{Dp}	Dovolené napětí pístní tyče	[MPa]
F_n	Síla při nárazu	[N]
m_c	Celková hmotnost při nárazu	[kg]
a	Zpomalení traktoru	[m·s ⁻²]
m_t	Hmotnost traktoru	[kg]
m_n	Hmotnost nakladače	[kg]
m_l	Hmotnost lopaty	[kg]
m_z	Hmotnost protizávaží	[kg]
m_o	Hmotnost obsluhy	[kg]
Δv	Rychlost nájezdu do překážky	[m·s ⁻¹]
Δt	Doba nárazu	[s]
L_{Fp}	Délka ramene lineárního motoru při odporu tělesa	[mm]
L_{Fod}	Délka ramene odporu překážky	[mm]
F_{od}	Síla odporu tělesa	[N]

ÚVOD

Šálek s.r.o. je česká firma sídlící v Prostějově, zabývající se výrobou vícefunkčních čtyřkolových malotraktorů do 50 HP, jejichž využití je především ve vinařství, zemědělské výrobě, lesnictví, zahradnictví, komunálních službách nebo vnitropodnikové dopravě, kde by použití velkého traktoru bylo neekonomické. Firma se také zabývá výrobou a prodejem pracovního nářadí a příslušenství, kterým lze rozšířit využití malotraktoru. Mezi toto příslušenství patří například návěsy, čelní nakladače, mulčovače, radlice, postřikovače a rosiče. Své produkty firma dodává po celé Evropě.

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním řešením multifunkční rozevírací lopaty přezdívané klapačka. Klapačka je užitečným pracovním nástrojem pro nakladače, traktory či bagry. Je vhodná pro urovnávání terénu a manipulaci se sypkým materiálem. Je určena pro připevnění na čelní nakladač traktoru. Lopatu lze rozklápat pomocí dvou hydraulických válců, které jsou napojeny na třetí hydraulický okruh traktoru.

Cílem mé bakalářské práce je navrhnout optimální konstrukční, kinematické a materiálové řešení klapačky. Lopatu navrhuji pro čelní nakladač ND5-060, který patří mezi příslušenství traktorů vyrobených firmou Šálek s.r.o. Nakladač s lopatou budou společně sloužit jako příslušenství pro traktor Vega 50 HP – Excelent.



Obr 1. Firma Šálek s.r.o. [5]

1 Rešerše dané problematiky

1.1 Nakladače

Proces zpracování či manipulace s půdou je velmi namáhavá manuální práce. Během rozvoje techniky byla ovšem tahle náročná práce, která se prováděla především manuálními nástroji jako je například lopata s násadou, velice ulehčena a zrychlena nakladači. Nakladače jsou oblíbené těžké stroje, které se používají zejména na staveništích k přepravě nečistot, trosek, bláta, hornin, písku a odvádění těchto odpadních materiálů do jiného vozidla nebo jiných strojů.

Druhy nakladačů

Podle konstrukce dělíme nakladače do tří hlavních skupin:

- Smykem řízené nakladače
- Pásové nakladače
- Kolové nakladače

Smykem řízené nakladače

Smykově řízený nakladač má nejvyšší počet dostupných přídatných zařízení, což z něj dělá jeden z nejužitečnějších stavebních zařízení pro obytné a komerční práce. Smykem řízený nakladač má kola (obr. 1). Kola usnadňují přechod na nerovném povrchu na staveništi, které není v rovině. Smykový nakladač je velice podobný pásovému nakladači, avšak s tím rozdílem, že smykový nakladač má místo pásu kola. Smykem řízené nakladače jsou velmi všestranné. Toto zařízení můžete použít pro všechny typy prací. Můžete také získat různé velikosti, aby vyhovovaly daným úkolům.



Obr 2.: Smykem řízený nakladač L903 [1]

Pásový nakladač

Pásové nakladače jsou stroje s pásovým podvozkem a nakladačem (obr. 3), který lze použít ke kopání a nakládání materiálů. Jsou schopny plnit mnoho úkolů. V dnešní době jsou nakladače nejčastěji potřebné k přesunu těžkých materiálů na staveništi. Jsou vhodné pro přesouvání dřevěných štěpků, písku, horniny a recyklovaných materiálů. Pásové nakladače se pohybují po kolejích, které mohou být vyrobeny z různých materiálů a různého počtu závitorezů, aby bylo umožněno manévrování po různých površích. Hydrostatické pohony zjednodušují provoz strojů. Zatímco dnešní pásové nakladače jsou postaveny jako integrované jednotky, dříve byly vyráběny jako nástavby pro traktory. Tato zařízení jsou známa tím, že byly zkonstruovány již ve 30. letech 20. století.

Hydraulické systémy přinesly zásadní změnu pro pásové nakladače, čímž se zvýšil výkon stroje a umožnilo zvýšení tlaku lopaty, čímž bylo mnohem snazší vykopat zákop v neupraveném terénu.



Obr 3.: Pásový nakladač Caterpillar 973D [2]

V posledních letech byly nakladače vybaveny technologií GPS. Známí výrobci pásových nakladačů jsou například Caterpillar, Komatsu, Liebherr, Case anebo John Deere.

Kolové nakladače

Kolové nakladače zlepšují rychlost a účinnost manipulace s materiálem na dlážděných komunikacích a tvrdých površích. Používá se v průmyslových odvětvích pro materiály jako je písek a štěrk, lomy a těžbu, průmyslový odpad, lesnictví a mnoho dalších. Tento typ nakladače je určen k přepravě těžkých nákladů. Jsou-li vybaveny příslušnými přidavnými zařízeními, používají se kolesové nakladače i pro přípravu pracovních míst, kopání, přesouvání a umísťování materiálů.

Kolový nakladač má odolné pneumatiky (obr. 4). Většina moderních značek a modelů také používá hydraulický systém řízení, který umožňuje, aby jeho přední a zadní nápravy mohly nést větší váhu. Tato funkce je obzvláště užitečná, pokud je nutné, aby toto těžké vybavení vozidel pracovalo s těžkými a hustými materiály.



Obr 4.: Kolový nakladač Caterpillar 950 M [3]

1.2 Stroje pro zemědělství

V dnešní době si zemědělské, lesnické, komunální nebo zahradnické práce beze strojů nedovedeme představit. Na rozdíl od dřívějších dob, kdy bylo k hospodaření a zemědělství zapotřebí mnoho náročné manuální práce, se díky vývoji v průmyslu tato práce nahradila stroji. Stroje nejen člověka zbavují náročných manuálních činností, ale také k jejich ovládnutí není potřeba takové kvantum lidí, což šetří mnoho pracovní síly. Mezi tyto, pro zemědělství nepostradatelné stroje, patří traktory (obr. 5) a jejich příslušenství, kterým se ve své bakalářské práci zabývám.



Obr 5.: Stroj pro zemědělství [16]

Charakteristika traktorů

Traktory jsou stroje konstruované pro tažení, tlačení, nesení nebo pohon nářadí, strojů nebo připojených vozidel. Jsou to motorová vozidla vybavena koly či pásy. Své uplatnění nachází především v zemědělství, lesních pracích, komunální oblasti či stavebnictví. Využitelnost traktoru lze rozšířit příslušenstvím, které je možno připevnit na tříbodové hydraulické zařízení, které se nachází na zádi a občas i přídí traktoru. Na zadní části lze nalézt také vývodovou hřídel, která předává točivý moment od motoru traktoru k zapřaženým zařízením. Moment může být přenesen na zařízení přímo nebo prostřednictvím převodovky.

Rozdělení traktorů

Podle výkonu motoru, velikosti a hmotnosti dělíme traktory do dvou skupin malotraktory – s výkonem motoru do 43 kW traktory a traktorové stroje – s výkonem motoru od 32 kW do 340 kW.

Malotraktor

Je normou definovaný stroj určen pro práci na malých pozemcích. Malotraktor je zařízení malé mechanizace dvounápravového kolového nebo pásového zařízení. Do této skupiny jsou obecně zahrnovány traktory s výkonem motoru do 43kW s maximálním rozchodem kol do 1150 mm, rychlostí jízdy do 30 km·h⁻¹ a hmotností do 2000 kg. Malotraktory se vyrábí buď bez kabiny (obr. 6) nebo s kabinou. Tento stroj lze dokonce použít i uvnitř budovy. Dle charakteru povrchu jsou u kolových malotraktorů dodávány různé druhy pneumatik. Pro málo únosné povrchy jsou určeny pneumatiky širší s tzv. antidevastačním dezénem, naopak užší pneumatiky s agresivním dezénem jsou určeny pro zajištění konstantní tažné síly bez prokluzu kol.



Obr 6.: Kloubový malotraktor Winea Comfort [17]

Traktory a traktorové stroje

Dle normy ČSN ISO 6747 jsou stroje pro zemní práce definované jako samohybné pásové (obr. 7) či kolové stroje, určené k vynaložení tažné nebo tlačné síly prostřednictvím připevněného zařízení. Do této skupiny spadají i dozery a skejpry, jejichž využití je především pro zemní práce. Dále můžeme traktory rozdělit na traktory s natáčením jedné řídící osy stroje a natáčení kol obou os. Podle způsobu pohonu lze traktory rozdělit na poháněné mechanickým pohonem (například prostřednictvím hřídele a řemenů) a pohonem hydrodynamickým, což znamená, že mezi motor a převodovku je vložen hydroměnič vytvářející převodový orgán s plynulou změnou otáček a točivého momentu motoru.



Obr 7.: Dozer Caterpillar D4 [5]

Vega 50 HP – Excelent

Ve své bakalářské práci uvažuji, že čelní nakladač s klapačkou bude připevněn na traktor Vega 50 HP – Excelent vyrobený firmou Šálek s.r.o.. Jedná se o vodou chlazený čtyřválcový traktor s motorem o výkonu 37 kW s maximálními otáčkami motoru 2800 ot/min^{-1} , kroutícím momentem 170 Nm a plně synchronizovanou osmi rychlostní převodovou skříní. Další technické parametry traktoru jsou uvedeny v tabulce č. 1.



Obr 8.: Vega 50 HP – Excelent [18]

Tabulka č. 1.: Technické parametry Vega 50 HP – Excelent

Rozsah rychlostí	0,8 až $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
Pneu přední	10x75x15,3
Pneu zadní	11,2x20
Tříbodový závěs přední	ISO 730/ 1N
Tříbodový závěs zadní	ISO 730/1
Ot. vývodového hřídele – přední	$1\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Ot. Vývodového hřídele – zadní	$540/1\,000 \text{ ot/min}^{-1}$
Zvedací síla závěsu	5100 N
Zvedací síla zadního závěsu	12000 N
Brzdy mechanické	4x kotoučové suché
Výkon hydraulického čerpadla	$17\text{--}35 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$
Provozní tlak hydrauliky	12 MPa
Hydraulický rozvaděč	Třísekční
Měrná spotřeba paliva	$265 \text{ g} \cdot \text{kWh} \pm 10 \%$
Poloměr otáčení	3,6 m
Hmotnost	1 186 kg

1.3 Čelní nakladač ND5-060

Tento čelní nakladač od firmy Šálek s.r.o. je určen k namontování pracovních nástrojů pro pozdější nakládání zeminy, sypkých hmot či hnutí materiálu (obr. 9).



Obr 9.: Čelní nakladač ND5-060 [16]

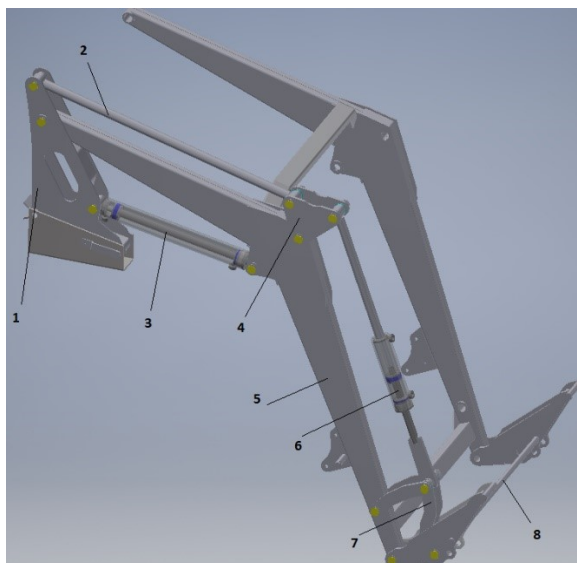
Pohon nakladače je vyveden ze dvou vnějších okruhů hydrauliky malotraktoru pomocí rychlospojek. Čelní nakladače jsou oblíbenými doplňky zemědělských užitkových strojů. Tyto nakladače jsou schopny plnit mnoho úkolů, ovšem díky jejich menší velikosti nejsou schopny konkurovat velkým komerčním nakladačům. Proto tato zařízení slouží v oblastech, kde by velké nakladače nenašly své uplatnění, a to především pro manipulační práce, nakládání hmot, zemědělství a na místech, kde není prostor pro velké nakladače či traktory. Při práci s nakladačem musí být použito stabilizační závaží [4]. Další technické parametry jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Tabulka č. 2: Technické parametry ND5-060

Maximální nakládací výška	2 060 mm
Maximální výsypná výška	1 820 mm
Dosah pod úroveň terénu	120 mm
Nosnost na háku	250 kg
Maximální pojezdová rychlost s břemenem	6 km/h
Maximální svahová dostupnost	5
Maximální šíře soupravy	1 320 mm
Provozní tlak nakladače	8,5 MPa
Hmotnost nakladače	140 kg
Hmotnost stabilizačního nářadí	200 kg

Části čelního nakladače

Nakladač se skládá z osmi hlavních částí (obr. 10).



Obr 10.: Části čelního nakladače ND5-060 [vlastní zdroj]

1 – Nasouvací systém nakladače; 2 – Ovládací tyč paralelního vedení; 3 – Hydraulický válec pro zvedání a snižování; 4 – Vratný trojúhelník paralelního vedení; 5 – Výkyvné rameno (základní rám); 6 – Hydraulický válec pro vyklápění a nabírání; 7 – Pákový mechanismus pro vyklápění a nabírání; 8 – Rám pro upnutí nářadí

Nářadí pro čelní nakladače

Lopata

Je užitečným nejčastěji používaným nástrojem pro nakládání sypkých materiálu jako je písek, zemina, kompost, štěrk nebo sníh. Lopata může sloužit také pro rozhrnování navršené půdy nebo rovnání terénu. Aby nedošlo k průhybu lopaty zesilují se lopaty žebry (obr. 11). Břit lopaty může být výměnný a často je zesílen a vyroben z kvalitnější oceli.



Obr 11.: Lopata [21]

Lopata s drapákem

Toto nářadí slouží k nakládání hnoje nebo sena. Drapák (obr. 12) slouží k lepšímu vykusování a manipulaci s nakládaným materiálem. Ovládání drapáku je řešeno třetím hydraulickým okruhem.



Obr 12.: Lopata s drapákem Powergrab Quicke 240 [22]

Paletizační vidle

Slouží pro manipulaci s paletami a jiným kusovým materiálem. Na tomto zařízení je možno měnit rozteč vidlí. Tato funkce je důležitá pro zachování stability při manipulaci s materiálem. Těžiště materiálu musí být mezi vidlemi, jinak dojde k převrácení a pádu balíku z vidlí, což by mohlo ústít v následné poškození balíku či zranění osob. Rozteč je možno měnit posouváním vidlí po rámu (obr. 13).



Obr 13.: Paletizační vidle [23]

Kleště na balíky

Kleště slouží k manipulaci s balíky sena. Otvírání a zavírání kleští (obr. 14) je realizováno třetím hydraulickým okruhem.



Obr 14.: Kleště na balíky Unigrip Quicke 130 [20]

Vidle na balíky

Vidle se používají pro přepravu balíků sena či slámy. Na rozdíl od kleští nám vidle díky hrotům (obr. 15) umožňují přepravovat více balíků naráz. Vidle nelze použít pro přepravu balíků zabalených ve fólii. Propíchnutím fólie by došlo k znehodnocení balíku.

Rampovač na kulatinu

Používá se na pile anebo při lesní těžbě. Slouží k manipulaci s kmeny stromů. Rameno (obr. 16), které přidržuje kulatinu, je ovládáno třetím hydraulickým okruhem.



Obr 15.: Vidle na balíky [11]



Obr 16.: Rampovač na kulatinu KRPAN RD 1800 [19]

1.4 Dostupné provedení klapaček na trhu

Na trhu se nachází mnoho dostupných variant klapaček. Většina těchto klapaček je ovšem k dostání pouze na poptání u výrobce. Na webových stránkách výrobců jsem vyhledal dostupné varianty lopaty se specifikacemi udanými výrobcem.

Kombinovaná multifunkční lopata od firmy PS sprint s.r.o.

Korpus 6 mm a boky 8 mm. Ocel S355. Břit Hardox 500, 16 mm x 110 mm. Další parametry Kombinované multifunkční lopaty od firmy PS sprint s.r.o. (obr. 18) jsou uvedeny v tabulce č. 3.

Tabulka č. 3: Varianty provedení lopat firmou PS sprint s.r.o.

Šířka [mm]	Objem [m ³]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
1400	0,44	329	34 875
1500	0,47	342	35 875
1600	0,50	354	37 375
1800	0,56	380	39 800
2000	0,62	405	45 500
2200	0,69	431	49 900
2300	0,72	443	52 000
2400	0,75	456	53 000
2500	0,78	465	54 000



Obr 18.: Kombinovaná multifunkční lopata PS sprint [15]

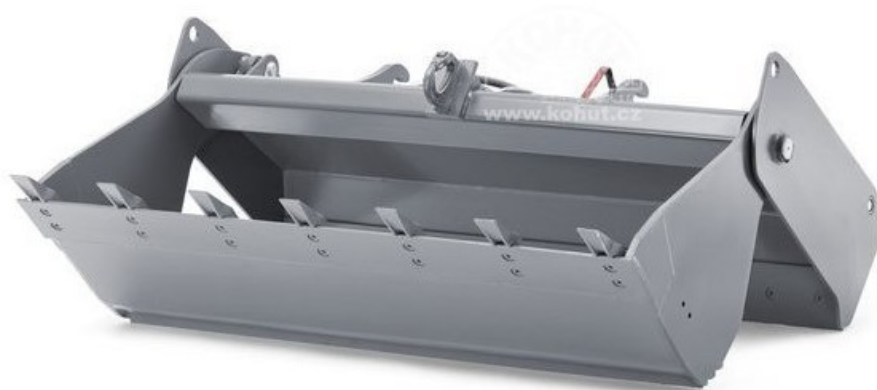
Kombinovaná lopata Wacker Neuson

Parametry kombinované lopaty od firmy Wacker Neuson (obr. 16) jsou uvedeny v tabulce č. 4.

Tabulka č. 4: Varianty provedení lopat firmou Wacker Neuson

Šířka [mm]	Objem [m ³]	Hmotnost [kg]
1150	0,23	265
1250	0,26	380
1400	0,44	390
1650	0,50	435
1900	0,70	510
2000	0,90	570

Výrobce udává cenu pouze na poptání.



Obr 16.: Kombinovaná lopata Wacker Neuson [13]

2 Analýza dané problematiky

Klapačka spadá mezi nářadí určené pro nakladače. Je to lopata pro manipulaci s těžším materiálem a zarovnávaní půdy. Používá se především u větších nakladačů. Klapačka je oproti standartní lopatě těžší, a to hlavně z důvodu, že je vybavena rozklápěcím břitem a hydraulickým mechanismem, který rozklápění realizuje. Klapačky, které jsou na trhu dostupné, jsou příliš těžké, a to z důvodu, že jsou určeny pro nakladače, které disponují větší vahou než malé zemědělské stroje. Malotraktor je sám o sobě lehký, a i s použitím protizávaží připevněného na zádi traktoru, by mohlo při práci dojít k převážení stroje díky váze lopaty společně s vahou nakládaného materiálu. Mým úkolem bylo navrhnout optimální řešení lopaty pro malotraktor.

Popis hlavních částí klapačky

Klapačky, které jsou běžně dostupné na trhu se skládají ze sedmi hlavních částí (obr. 17), ze kterých při svém konstrukčním návrhu vycházím. Bylo nutno navrhnout konstrukci jednotlivých částí tak, aby byla přizpůsobena pro užití na malotraktorech a splňovala zadané vstupní rozměry které stanovila firma Šálek s.r.o.



Obr 17.: Hlavní části klapačky [14]

1-Tělo klapačky;2-Střížná část lopaty;3-sklápěcí část;4-Zesílený přední břit;5-Hydraulické válce;6-Hydraulické vedení;7-Upínání lopaty

3 Konstrukce klapačky

V této části mé bakalářské práce se zabývám konstrukcí klapačky. Při konstrukci vycházím ze stanovených vstupních parametrů, které stanovila firma Šálek s.r.o. Po návrhu a vymodelování sestavy v CAD programu Autodesk Inventor Professional 2018 provádím patřičné výpočty a pevnostní analýzy.

3.1 Stanovení vstupních parametrů

Aby lopata správně plnila svoji funkci a bylo možno ji používat na zařízeních firmy Šálek s.r.o., mi bylo stanoveno pět vstupních parametrů, které musí moje konstrukční řešení lopaty splňovat. Parametry jsou uvedeny v tabulce č. 5.

Tabulka č. 5: Stanovené vstupní parametry lopaty

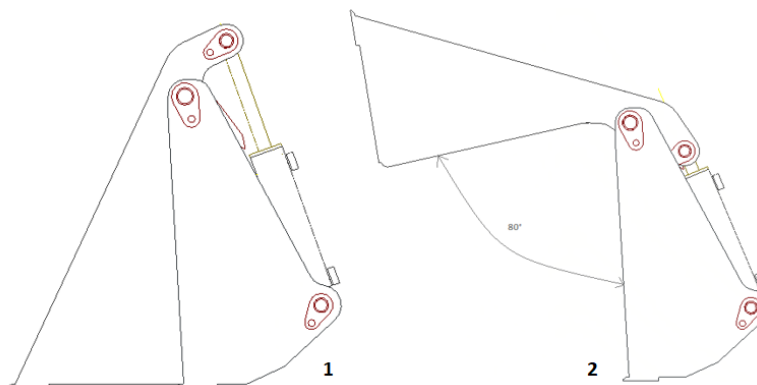
Šířka lopaty	1 300 mm
Maximální úhel rozevření	80°
Uchycení	Čelní nakladač ND5-060
Síla na konci sklápěcího břitu	5 000 N
Maximální váha lopaty	90 kg

3.2 Schéma základních poloh klapačky

Charakteristickou vlastností klapačky je její možnost rozevření a zavření sklápěcí části lopaty. Vznikají tedy dvě základní pracovní polohy lopaty (obr. 18).

Poloha 1: Sklápěcí část je plně sklopena a lopata je uzavřena

Poloha 2: Sklápěcí část je plně rozklopena na 80°



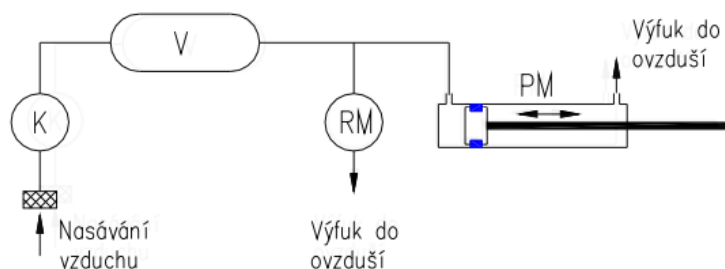
Obr 18.: Základní polohy klapačky [vlastní zdroj]

3.3 Volba pohonu sklápěcího mechanismu

Pro správnou funkčnost a kinematiku rozevírání a zavírání lopaty, je nutno zvolit vhodné konstrukční řešení sklápěcího mechanismu. Také bylo mojí povinností dodržet stanovenou sílu 5 000 N na konci sklápěcí části, která mi byla zadána firmou. Takovou sílu není možno vyvinout manuálně, a proto jsem musel zvolit vhodný mechanismus, který bude sklápění realizovat.

Ovládání pomocí pneumatického mechanismu

Díky tomuto mechanismu lze vyvinout větší sílu, než by bylo možné vyvinout manuálně a také odpadá náročná fyzická práce. Pneumatický mechanismus používá jako pracovní médium vzduch, což je další výhodou tohoto mechanismu. Vzduch je všude, a proto odpadá starost se zajištěním pracovního média. I přes řadu výhod tento mechanismus není vhodný pro sklápění břitu. Prvním důvodem je, že traktor není vybaven kompresorem a vzdušníkem (obr. 19), tudíž by se muselo kvůli rozklápění zasahovat do konstrukce traktoru. Další nevýhodou je, že pneumatické mechanismy pracují s menším tlakem než například hydraulické mechanismy.



Obr 19.: Schéma pneumatického mechanismu [24]

K-Kompresor; V-Vzdušník; RM-Rotační motor; PM-přímočarý pneumatický motor (pneumatický válec)

Ovládání pomocí hydraulického mechanismu

Dostáváme se k druhému možnému řešení, což je sklápění pomocí hydraulického mechanismu. Jak bylo výše uvedeno, mechanismus pracuje s větším tlakem pracovního média než mechanismus pneumatický. Pracovním médiem je v tomto případě hydraulický olej. Další výhodou je, že traktor je vybaven hydraulickým agregátem, tudíž není nutno zasahovat do samotné konstrukce traktoru. Čelní nakladač je poháněn hydraulickým mechanismem a stačí pouze přidat třetí hydraulický okruh, který bude ovládat sklápění lopaty. Nevýhodou je vysoká náročnost na přesnost výroby hydraulických prvků. I přes tuto nevýhodu se mi jeví tento mechanismus jako nejlepší možné řešení a použiji jej pro pohon sklápění lopaty.

3.4 Hydraulické ovládání lopaty

Pro ovládání sklápěcí části jsem zvolil hydraulický mechanismus. Ovládání bude realizováno pomocí dvou lineárních hydromotorů napojených na třetí okruh hydraulického agregátu traktoru.

Hydraulický okruh se skládá z několika hlavních částí:

Hydraulický válec

Hydraulické válce převádějí tlak hydraulického oleje na sílu. Ve válci se pohybuje píst, který je napojený na pístní tyč. Hydraulické válce dělíme na jednočinné a dvojčinné (obr. 20), kdy jednočinný válec spotřebovává energii pouze při zvedání a spouštění probíhá bez chodu elektromotoru. Dvojčinný válec umožňuje ovládání zdvihu i spouštění. Pro svoji lopatu jsem použil dvojčinný hydraulický válec. Důležité rozměry hydraulického válce jsou celková délka, která určuje pracovní rozsah a vnitřní průměr válce, který určuje pracovní sílu lineárního hydromotoru.



Obr 20.: Dvojčinný hydraulický válec HM 1.2 40/22x500 [25]

Hydraulické vedení

Slouží k rozvodu hydraulického oleje z traktoru k hydraulickým válcům. Vedení hydraulického oleje můžeme realizovat pomocí hydraulických hadic (obr. 22) nebo hydraulických trubek (obr. 23). Trubky i hadice mají na svých koncích koncovky, díky kterým se spojují dohromady. Pro snadnou montáž a pozdější výměnu poškozené části se hydraulické vedení rozděluje na několik částí, které se spojují šroubením (obr. 21). Výhodou hydraulických hadic oproti trubkám je jejich ohebnost. Taktéž výměna je u hydraulických hadic snadnější a rychlejší než u hydraulických trubek. Další výhodou hadic je to, že pruží, což dokáže tlumit mírné vibrace. Pružnost hadic je ovšem i nevýhodou, jelikož vedení není tak tuhé.



Obr 21.: Hydraulické šroubení [26]



Obr 22.: Hydraulická hadice s koncovkami [27]



Obr 23.: Hydraulická trubka se šroubením [28]

Hydraulické rychlospojky

Hydraulické rychlospojky (obr. 24) slouží k rychlému připojení a odpojení hydraulických obvodů nakladače a lopaty k hydraulickým obvodům traktoru.



Obr 24.: Kuličková rychlospojka [29]

Třetí hydraulický okruh

Třetí hydraulický okruh slouží k ovládání nářadí. V mém případě bude tento okruh zajišťovat otevírání a zavírání lopaty. Ovládání je realizováno elektrohydraulickým rozvaděčem, který je řízen joysticky či páčkami umístěnými v kabině traktoru.

3.5 Volba lineárních hydromotorů

Firmou mi byla zadána síla na konci sklápěcí části 5000 N. V závislosti na této síle, rozměrech a kinematice lopaty, je nutno vypočítat potřebnou sílu lineárního hydromotoru.

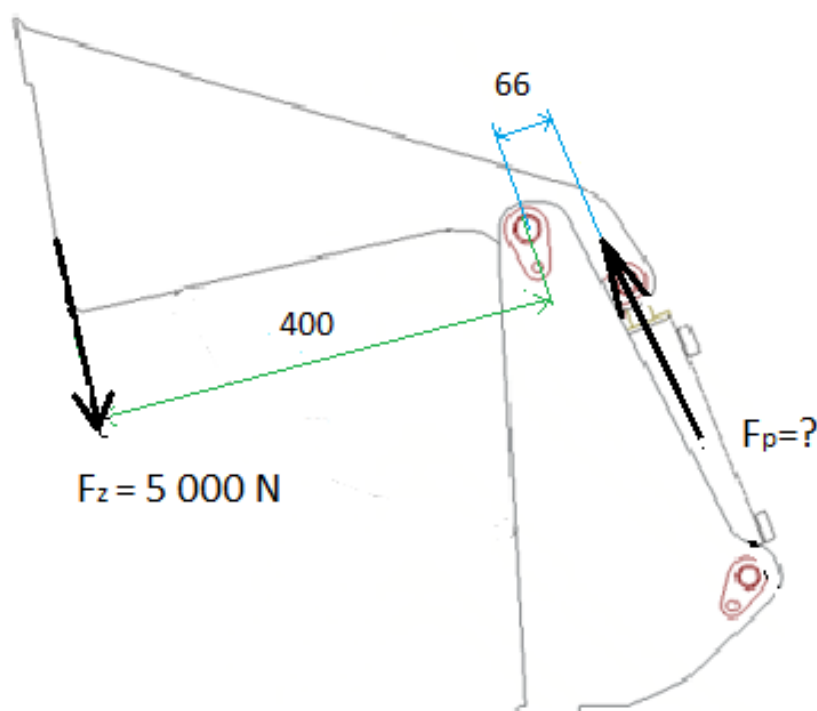
Výpočet potřebné síly lineárního hydromotoru

Při výpočtu potřebné síly vycházím z kinematického schématu lopaty (obr.18). Při vysouvání pístní tyče je lopata sklápěna, čímž dochází ke změně délky ramena, na které působí síla vyvolána lineárním hydromotorem. Pro výpočet je potřeba v kinematice lopaty najít takové místo, kdy je poměr ramen největší tudíž místo, kdy je rameno, na něž působí lineární hydromotor, nejmenší.

Ze schématu základních poloh znázorněného na obrázku 18 je patrné, že kritická poloha nastane v situaci, kdy je lopata plně rozevřena na 80° a pístní tyč je plně zasunutá. V této pozici zjistím délky ramen, na nichž síly působí. Délka ramene, na něž působí síla F_p vyvolána lineárním hydromotorem je rovna vzdálenosti os čepu otáčení, kolem kterého se otáčí sklápěcí část a osy oka, ve kterém je uložen čep spojující lineární hydromotor a sklápěcí část. Druhé rameno je vzdálenost od působíště zadané síly F_v a osou čepu otáčení. Působíště síly F_v se nachází na vnitřním břitu sklápěcí části lopaty.

3.6 Výpočtová část ovládání lopaty

Nákres silového rozboru lopaty



Obr 25.: Nákres silového rozboru lopaty [vlastní zdroj]

Z nákresu silového rozboru (obr. 25) jsem odečetl délky ramen L_S a L , kdy rameno L_S na němž působí síla F_z má délku 400 mm a rameno L , na jehož konci působí síla F_p je rovno 66 mm.

Pomocí odečtených hodnot z nákresu vypočítám poměr délek ramen pomocí vztahu (1):

$$\frac{L_S}{L} = \frac{400}{66} = 6 \quad (1)$$

Výsledný poměr délek ramen dosadím do momentové rovnice (2), pomocí které dopočítám sílu F_p .

$$\Sigma M_L = \Sigma M_P \quad (2)$$

$$F_z \cdot (6 \cdot L) = F_p \cdot L \quad (3)$$

$$F_p = 6 \cdot F_z \quad (4)$$

$$F_p = 6 \cdot 5\,000$$

$$F_p = 30\,000\,N$$

V konstrukčním řešení lopaty uvažuji využití dvou stejných lineárních hydromotorů, mezi které se síla F_p rovnoměrně rozloží. Pomocí vzorce (5) vypočítám potřebnou sílu F_{p1} , což je minimální potřebná síla jednoho lineárního hydromotoru.

$$F_{p1} = \frac{F_p}{2} \quad (5)$$

$$F_{p1} = \frac{30\,000}{2}$$

$$F_{p1} = 15\,000\,N$$

Potřebná síla, kterou bude muset vyvinout jeden lineární hydromotor, je minimálně 15 000 N.

Výpočet potřebného průměru válce hydromotoru

Síla lineárního hydromotoru je závislá na pracovní ploše pístu a provozním tlaku traktoru. Pracovní tlak traktoru Vega 50 HP-Excelent uváděný firmou Šálek s.r.o. je 12 MPa.

Z rovnice pro tlak (6) odvodíme plochu pístu:

$$p = \frac{F}{S} \quad (6)$$

Z rovnice pro plochu kruhu (7) vypočteme pracovní průměr pístu.

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (7)$$

Z rovnice (8) vyjádříme průměr D_{min} což je minimální průměr pístu.

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot p}} \quad (8)$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15\,000}{\pi \cdot 12}}$$

$$D_{min} = 39,89\,mm$$

Podle výpočtu vyšel minimální průměr pístu 39,89 mm.

Výběr lineárních hydromotorů

Firma Šálek s.r.o. si veškeré lineární hydromotory, které ve svých zařízeních používá, vyrábí sama. Pro ulehčení výroby použijí hydromotor, který je již firmou zkonstruován a vyráběn. Z dostupných možností volím provedení s pracovním průměrem pístu 40 mm a průměrem pístní tyče 20 mm. Parametry lineárního motoru jsou znázorněny v tabulce č. 6.

Parametry lineárního hydromotoru

Tabulka č. 6: Parametry lineárního hydromotoru

Průměr pístu D	40 mm
Průměr pístní tyče d	20 mm
Vzdálenost os ok při vysunutí L_v	417 mm
Průměr oka d_{ok}	25 mm
Hmotnost	2,5 kg
Vzdálenost os ok při zasunutí	285 mm
Vnější průměr oka	34 mm
Vnější průměr válce	50 mm
Šířka oka	52 mm

Výpočet maximální síly pístu

Maximální síla pístu je dána pracovní plochou pístu a maximálním tlakem dodávaným traktorem do hydraulického válce. Pracovní plochou pístu je myšlena plocha, na kterou působí tlak hydraulického oleje. Síla lineárního hydromotoru, je tedy při vysouvání pístní tyče jiná než při zasouvání. Při vysouvání je síla hydromotoru větší, jelikož tlak působí na plochu, která se rovná průměru pístu. V případě zasouvání je tato síla menší, jelikož je pracovní plocha, na kterou působí tlak, zmenšena o plochu pístní tyče. Tlak tedy působí na plochu mezikruží. Síla při vysouvání pístní tyče je tedy maximální síla F_{max} .

Maximální tlak $p_{max} = 12 \text{ MPa}$

Průměr pístu $D = 40 \text{ mm}$

$$F_{max} = p_{max} \cdot S \quad (9)$$

$$F_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (10)$$

$$F_{max} = 15\,080 \text{ N}$$

Maximální síla F_{max} vznikající při vysouvání pístní tyče je rovna 15 080 N.

Dále vypočítám sílu při zasouvání pístní tyče. Nejprve vypočítám plochu, na kterou působí tlak při zasouvání válce. Plochu vypočítám pomocí vzorce pro výpočet plochy mezikruží (11).

Průměr pístní tyče $d = 20 \text{ mm}$

$$S_m = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (11)$$

$$S_m = \frac{\pi \cdot (40^2 - 20^2)}{4}$$

$$S_m = 942,47 \text{ mm}^2$$

Dosadím do rovnice pro výpočet tlaku (12), ze které vyjádřím sílu při zasouvání (13).

$$p = \frac{F}{S_m} \quad (12)$$

$$F_{zas} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p_{max} \quad (13)$$

$$F_{zas} = \frac{\pi \cdot (40^2 - 20^2)}{4} \cdot 12$$

$$F_{zas} = 11\,310 \text{ N}$$

Síla při zasouvání válce F_{zas} je rovna 11 310 N.

Síla F_{zas} je o 3 770 N menší než síla F_{max} . Tento úbytek na síle v mém konstrukčním řešení nevadí, jelikož se lopata při zasouvání pístní tyče rozevívá. Na sklápěcí část lopaty při rozevírání nepůsobí žádný odpor materiálu, tudíž je tato síla potřebná pouze pro otevření lopaty, na což je síla dostatečně velká. Důležitá je síla F_{max} , která vzniká při vysouvání pístní tyče a způsobuje zavírání lopaty. Při zavírání lopaty je nutno překonávat odpor nakládaného materiálu či případných nečistot. Síla F_{max} je o 80 N větší než síla F_{p1} , což znamená, že výsledná síla na konci rozklápěcí části bude větší než síla F_v zadána firmou. Zvolený lineární hydromotor tedy zadání vyhovuje.

Kontrola pístní tyče na vzpěr

Aby se sklápěcí část správně otvírala a zavírala musel jsem prodloužit chod lineárního hydromotoru. Prodloužení jsem dostáhl zvětšením délky pístní tyče. Prodlouženou pístní tyč je třeba zkontrolovat na vzpěr.

Průměr pístní tyče $d = 20 \text{ mm}$

Vzdálenost os od lineárního hydromotoru při vysunutí $L_v = 417$

Maximální síla lineárního hydromotoru $F_{\max} = 15\,080 \text{ N}$

Nejprve provedu výpočet kvadratického momentu průřezu J (14) z průměru pístnice d :

$$J = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} \quad (14)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 20^4}{64}$$

$$J = 7853,9 \text{ mm}^4$$

Poté vypočítám plochu S_d pístní tyče (15):

$$S_d = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (15)$$

$$S_d = \frac{\pi \cdot 20^2}{4}$$

$$S_d = 314,1 \text{ mm}^2$$

Pomocí vztahů (14) a (15) vypočítám poměr setrvačnosti i (16):

$$i = \sqrt{\frac{J}{S_d}} \quad (16)$$

$$i = \sqrt{\frac{7853,9}{314,1}}$$

$$i = 5 \text{ mm}$$

Následně vypočítám štíhlost prutu λ (17):

$$\lambda = \frac{L_v}{i} \quad (17)$$

$$\lambda = \frac{417}{5}$$

$$\lambda = 83,4$$

Podle Hookova zákona stanovím kritickou štíhlost λ_{kr} (18):

Hodnota dovoleného napětí pístní tyče z materiálu 14 220 $\sigma_{Dp} = 200$ MPa

$$\lambda_{kr} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{Dp}}} \quad (18)$$

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{200}}$$

$$\lambda_{kr} = 101,7$$

Kritická štíhlost λ_{kr} je větší, než štíhlost prutu λ , což znamená, že nedochází ke vzpěru. Kritickou sílu F_{kr} vypočtu pomocí následujícího vztahu (19):

$$F_{kr} = S_d \cdot \sigma_D \quad (19)$$

$$F_{kr} = 314,1 \cdot 200$$

$$F_{kr} = 62\,820 \text{ N}$$

Porovnám kritickou sílu F_{kr} s maximální silou lineárního hydromotoru F_{max} :

$$F_{kr} > F_{max} \quad (20)$$

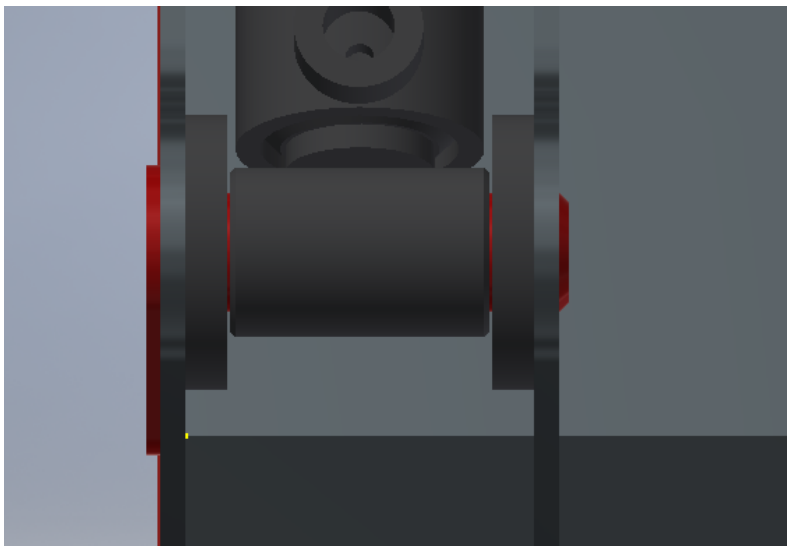
$$62\,820 > 15\,080$$

Pístnice na vzpěr vyhovuje.

3.7 Pevnostní kontrola čepů lineárních hydromotorů

Lineární hydromotory jsou spojeny se sklápěcí částí pomocí čepů uložených v okách, které se nachází na konci pístní tyče lineárního hydromotoru. Z důvodu bezpečnosti a správné funkčnosti sestavy je nutno provést pevnostní kontrolu čepů.

Kontrola čepů na ohyb



Obr 26.: Spodní čep lineárního hydromotoru [vlastní zdroj]

Délka čepů $l_c = 85 \text{ mm}$

Průměr čepů $d_c = 24 \text{ mm}$

Maximální síla $F_{max} = 15\,080 \text{ N}$

Materiál čepu 11 370 má dovolené ohybové napětí $\sigma_{Dov} = 120 \text{ MPa}$

Rovnice pro ohybový moment (21):

$$M_0 = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l \quad (21)$$

Vztah pro výpočet napětí v ohybu (22):

$$\sigma = \frac{M_0}{w_0} \quad (22)$$

Modul průřezu kruhu v ohybu (23):

$$w_{Okruhu} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad (23)$$

Pomocí rovnic (21), (22) a (23) dostanu vztah pro ohybové napětí v čepu:

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{w_0} = \frac{M_0}{\frac{\pi}{32} \cdot d_c^3} = \frac{\frac{1}{8} \cdot F_{max} \cdot l_c}{\frac{\pi}{32} \cdot d_c^3} \quad (24)$$
$$\sigma_0 = \frac{\frac{1}{8} \cdot 15080 \cdot 85}{\frac{\pi}{32} \cdot 24^3}$$
$$\sigma_0 = 118 \text{ MPa}$$

Vypočítané ohybové napětí σ_0 porovnám s dovoleným ohybovým napětím σ_{Dov} .

$$\sigma_{Dov} > \sigma_0 \quad (25)$$

$$120 > 118$$

Vypočítané napětí v čepch je menší než dovolené ohybové napětí. Čepy na ohyb vyhovují.

Kontrola čepu na smyk

Dovolené smykové napětí materiálu 11 370 ze kterého je vyroben čep $\tau_D = 75 \text{ MPa}$

Výpočet smykového napětí v čepu vypočteme pomocí vztahu (26):

$$\tau_c = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{2}} \quad (26)$$
$$\tau_c = \frac{15080}{\frac{\pi \cdot 24^2}{2}}$$
$$\tau_c = 16,6 \text{ MPa}$$

Vypočítané smykové napětí τ_c porovnám s dovoleným smykovým napětím τ_D . (27)

$$\tau_c < \tau_D \quad (27)$$

$$16,6 < 75$$

Vypočítané smykové napětí je menší než dovolené smykové napětí. Čepy na smyk vyhovují.

Výpočet redukovaného napětí dle HMM

Minimální mez kluzu Re materiálu 11 370 se rovná $Re = 370 \text{ MPa}$

Výpočet redukovaného napětí pomocí vztahu (28):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha \cdot \tau_c^2} \quad (28)$$
$$\sigma_{red} = \sqrt{118^2 + 3 \cdot 16,6^2}$$
$$\sigma_{red} = 121,4 \text{ MPa}$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti vůči mezi kluzu (29):

$$k_{HMH} = \frac{Re}{\sigma_{red}} \quad (29)$$
$$k_{HMH} = \frac{370}{121,4}$$

$$k_{HMH} = 3 \rightarrow \text{Bezpečnost vyhovuje}$$

Kontrola tlaku ve stykových plochách

V uloženích čepů kontroluji tlak ve stykových plochách.

Čep je vyroben z materiálu 11 370

Sklápěcí část, ve které je uložen čep, je vyrobena z materiálu S355. Dovolený tlak ve stykových plochách materiálu je $p_D = 66 \text{ MPa}$.

Pro výpočet použiji vztah (30):

$$p_1 = \frac{F}{(l_c - 2 \cdot b) \cdot d_c} \leq p_D \quad (30)$$
$$p_1 = \frac{15080}{(85 - 2 \cdot 13,5) \cdot 24}$$

$$p_1 = 10,8 \text{ MPa}$$

Vypočítanou hodnotu porovnám s dovoleným tlakem.

$$p_1 \leq p_D \quad (31)$$

$$10,8 \leq 66$$

Čepy na otláčení vyhovují.

3.8 Volba materiálu jednotlivých částí lopaty

Při konstrukci těla lopaty vycházím z parametrů zadaných firmou Šálek s.r.o. Jednou ze zadaných podmínek je váha lopaty, která nesmí přesáhnout hmotnost 90 kg. Tato podmínka je stanovena z důvodu zachování stability traktoru. Pokud by lopata byla příliš těžká, mohla by společně s váhou nakládaného materiálu převážít traktor, a to i za přítomnosti protizávaží upevněných na zadních kolech traktoru. Váhu klapačky lze ovlivnit jejími rozměry a materiálem, ze kterého bude vyrobena.

Volba materiálu

Volbou materiálu lze výrazně ovlivnit hmotnost lopaty. Zvolením materiálu s menší hustotou dosáhneme menší výsledné hmotnosti. Na volbu materiálu ovšem nelze pohlížet pouze z hlediska váhy. Musíme přihlížet i k mechanickým vlastnostem daného materiálu. Další věc, kterou zvolený materiál musí splňovat, je dobrá svařitelnost, jelikož lopata je z většiny svařená.

Materiál plechů tvořící tělo lopaty jsem vybral ocel S355. Ekvivalent této oceli je ČSN 11 523. Jedná se o nelegovanou konstrukční jemnozrnnou jakostní ocel vhodnou ke svařování. Ocel se běžně používá pro výrobu mostních a jiných svařovaných konstrukcí a ohýbaných profilů. Používá se také u konstrukcí svařovaných z dutých profilů.

Velmi namáhanou strojní součástí v mém řešení klapačky jsou čepy. Čepy prochází oky lineárních hydromotorů a přenáší veškerou sílu na sklápěcí část lopaty. Sklápěcí část je taktéž uložena na čepech, kolem kterých se sklápí. Jako materiál čepů volím 11 370. Jedná se o uhlíkovou konstrukční ocel pro strojní součásti jako jsou čepy, hřídele a menší ozubená kola. Dají se svařovat a jsou vhodné pro svařované konstrukce.

4 MKP Analýza

Jedná se o numerickou metodu, která slouží k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla či proudění tekutin na vytvořeném fyzikálním modelu. Princip této metody spočívá v diskretizaci určitého kontinua do určitého počtu prvků. Analýza se používá pro kontrolu již navržených zařízení či určení kritického místa konstrukce. První náznaky této metody se začaly objevovat již v padesátých letech, avšak k masovému užívání MKP analýzy došlo až s nástupem moderní techniky. Výhody těchto výpočtových metod jsou především zkrácení vývojového času, snižování výrobních nákladů na zavedení do výroby a zvyšování kvality.

MKP analýzu používám pro simulaci provozního zatížení lopaty. Simuluji zde nejhorší možné případy provozního zatížení, které mohou nastat při používání lopaty. Nejprve analyzuji nerovnoměrné zatížení, které vzniká záběrem pouze krajní částí břitu. Toto nerovnoměrné zatížení by mohlo vzniknout špatným nájezdem do materiálu. Poté analyzuji situaci kdy při zavírání klade na sklápěcí část odpor pevné těleso.

Analýzu provádím pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2018. Pro správné hodnoty analýzy bylo třeba vhodně nastavit vstupní podmínky.

Nastavení materiálu

První co je třeba u modelu nastavit je materiál. Pro všechny díly jsem nastavil stejné hodnoty materiálových konstant:

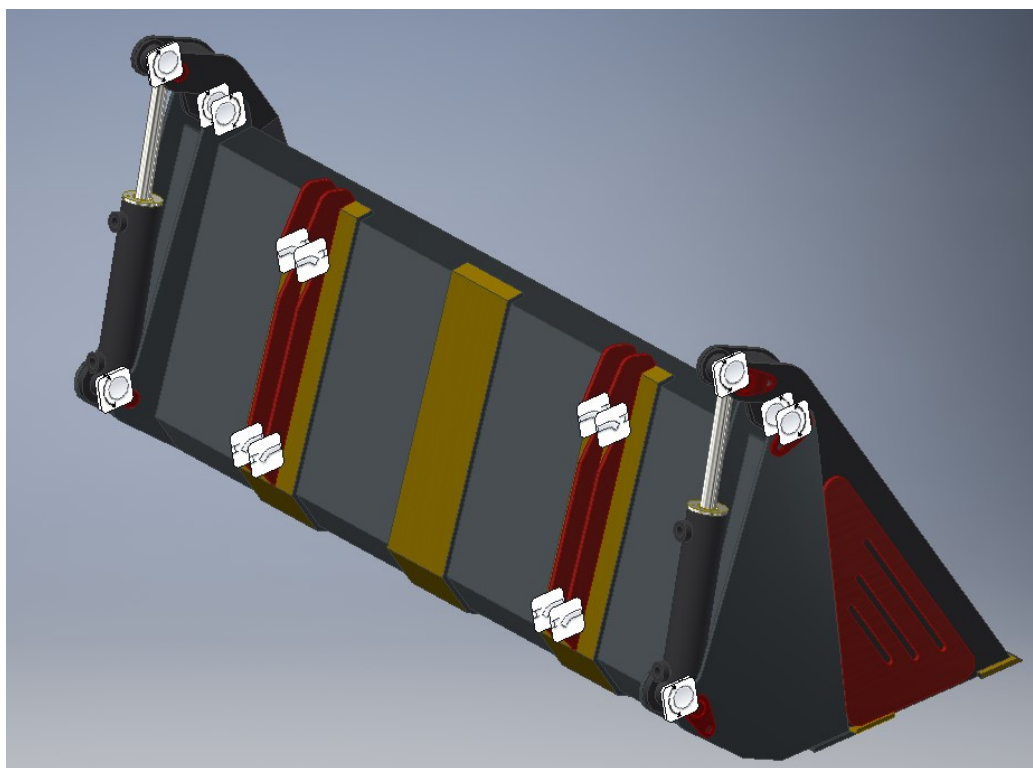
- Modul pružnosti materiálu $E = 210\,000\text{ MPa}$
- Poissonovo číslo $\mu = 0,3$
- Měrná hmotnost $\rho = 7850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Nastavení dotyků

Dalším krokem je nastavení dotyků. Pokud jsou v sestavě plochy, které jsou k sobě svařeny či slepeny a není mezi nimi povolen žádný pohyb, používáme „Vázaný“ typ dotyku. Pokud svařenec nemá žádné pohyblivé části, lze použít funkci „Automatické dotyky“ na celou sestavu.

Nastavení vazeb

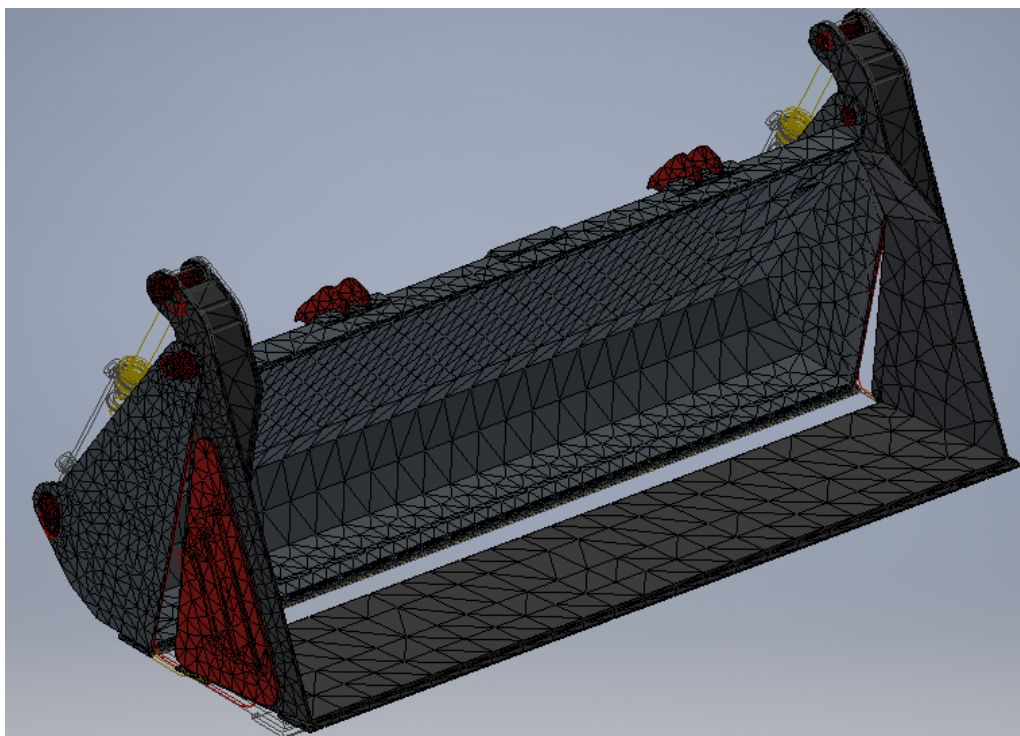
Vazby nastavuji v místě uchycení lopaty na čelní nakladač. V uchyceních volím pevnou vazbu, která omezuje pohyb vybrané geometrie do všech směrů (obr. 27). Touto vazbou simuluji tlak čepů na díry. Dále jsem použil vazbu „Svorky“ v místech, kde jsou jednotlivé díly soustavy spojeny čepy.



Obr 27.: Nastavení vazeb [vlastní zdroj]

Nastavení sítě

Ve výchozím nastavení programu je přednastavena průměrná velikost prvku na hodnotu 0,1 a minimální velikost prvku 0,2. Součinitel zemních těles je nastaven na hodnotu 1,5 a maximální úhel pootočení je roven 60 deg. Při tomto nastavení celá sestava obsahuje 98 071 uzlů a 51 137 prvků (obr. 28).



Obr 28.: Nastavení sítě [vlastní zdroj]

Nastavení zatížení

Zatížení lze simulovat pomocí síly či tlaku umístěného do místa na modelu kde předpokládáme, že toto zatížení v provozu vznikne. Pro správné výsledky analýzy je třeba správně určit velikost zatěžující síly.

Výpočet zatěžující síly

První zatížení lopaty které chci simulovat je náraz břitem rozklopené lopaty do materiálu. Abych nasimuloval nejhorší možnou situaci, uvažuji, že materiál, do kterého břít narazí, se nezdeformuje ani neposune. Taková situace může nastat například nárazem do betonového sloupku. V tomto případě vypočteme sílu při nárazu F_n pomocí vztahu (32):

$$F_n = m_c \cdot a \quad (32)$$

Kde m_c značí hmotnost traktoru společně s čelním nakladačem, protizávažím, obsluhou a lopatou.

Hmotnost traktoru Vega 50 HP – Excelent $m_t = 1186$ kg

Hmotnost čelního nakladače ND5- 060 $m_n = 140$ kg.

Hmotnost lopaty vypočítaná programem Autodesk Inventor Professional $m_l = 86$ kg

Hmotnost protizávaží $m_z = 100$ kg

Hmotnost obsluhy $m_o = 90$ kg

Celkovou hmotnost m_c tedy vypočteme pomocí vztahu (33):

$$m_c = m_t + m_n + m_l + m_o + m_z \quad (33)$$

$$m_c = 1186 + 140 + 86 + 90 + 100$$

$$m_c = 1602 \text{ kg}$$

Zrychlení a které v našem případě ve vztahu XX značí zpomalení traktoru nárazem, vypočítáme pomocí vztahu (34):

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (34)$$

Kde Δv značí rychlost nájezdu do materiálu. Rychlost nájezdu do materiálu volím $1,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ což se rovná $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Δt je doba, za kterou traktor nárazem zastaví. Tuto hodnotu je obtížné přesně určit, jelikož by bylo zapotřebí experimentu, při kterém by se traktorem naráželo do pevných překážek jako je například zeď a měřila se doba zastavení. Firma tuto hodnotu změřenou nemá, jelikož takový experiment neprováděla. Tuto hodnotu jsem tedy na doporučení konzultanta stanovil na $0,15$ s. Čím menší je tato hodnota, tím větší síla při nárazu vznikne.

Dosazením vztahů (33) a (34) do vzorce (32) dostaneme vztah pro výpočet síly nárazu F_n :

$$F_n = m_c \cdot a \quad (32)$$

$$F_n = m_c \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (35)$$

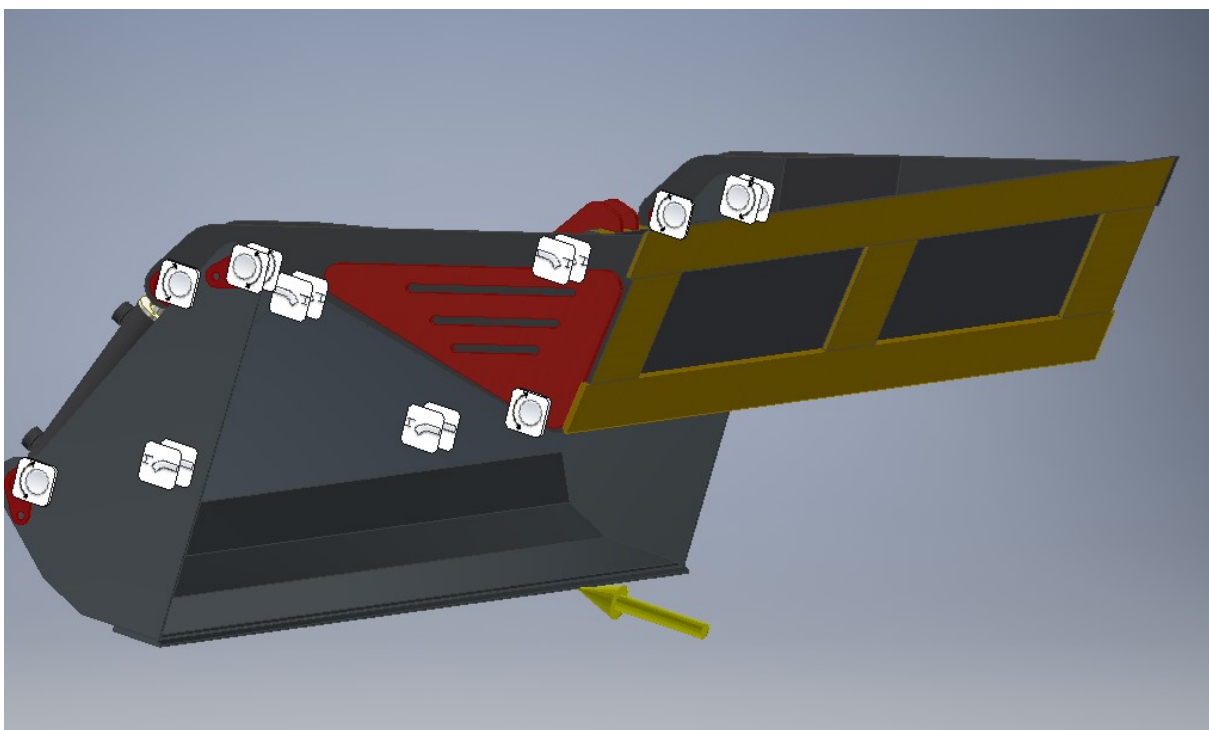
$$F_n = 1602 \cdot \frac{1,38}{0,15}$$

$$F_n = 14\,738 \text{ N}$$

Síla, která při nárazu vznikne, je rovna 14 738 N. Tuto sílu budu ve svých simulacích používat. Vypočítaná hodnota se od reálné hodnoty při nárazu může lišit, jelikož nebyl proveden experiment, který by přesně stanovil hodnotu Δt , která značí dobu nárazu.

4.1 Nerovnoměrný náraz rozklopenou lopatou

První situace, kterou simuluji je nerovnoměrný náraz břitem těla lopaty do betonového sloupku, který se nezdeformuje ani neposune. Náraz je nerovnoměrný z důvodu nárazu pouze krajní částí břitu, tudíž se síla nerozprostře po celé délce břitu lopaty. Umístění síly je znázorněno na obrázku 29.

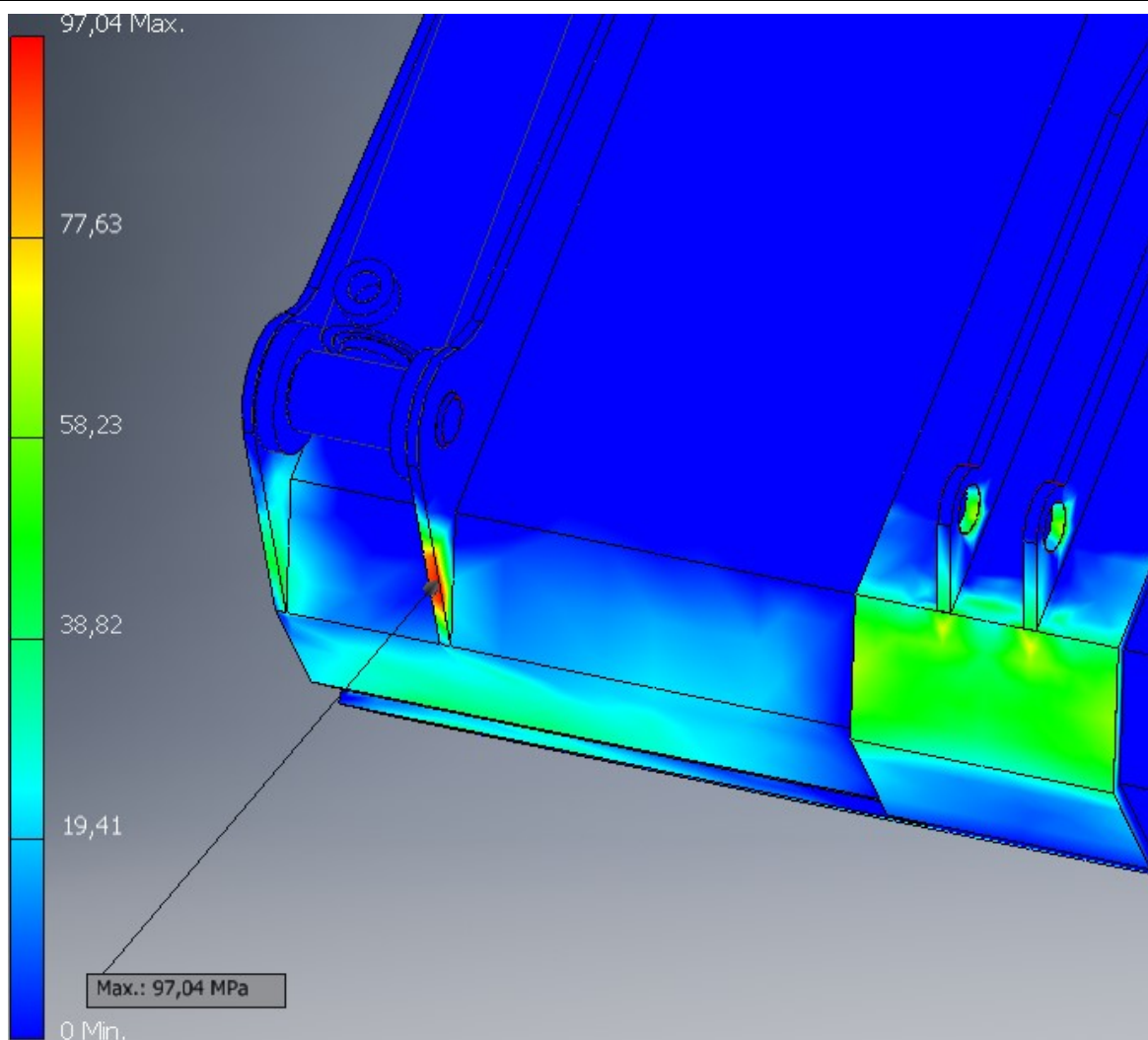


Obr 29.: Umístění síly první simulace [vlastní zdroj]

Simulace

Program nám po nasimulování situace zobrazí napětí Von Mises, které je založeno na teorii von Mises-Hecky. Podle této teorie se ohebné materiály začínají roztahovat, když se napětí von Mises začíná rovnat mezi napětí. Jako mez napětí používám mez kluzu materiálu. Místa s největším napětím mi na modelu program barevně označil.

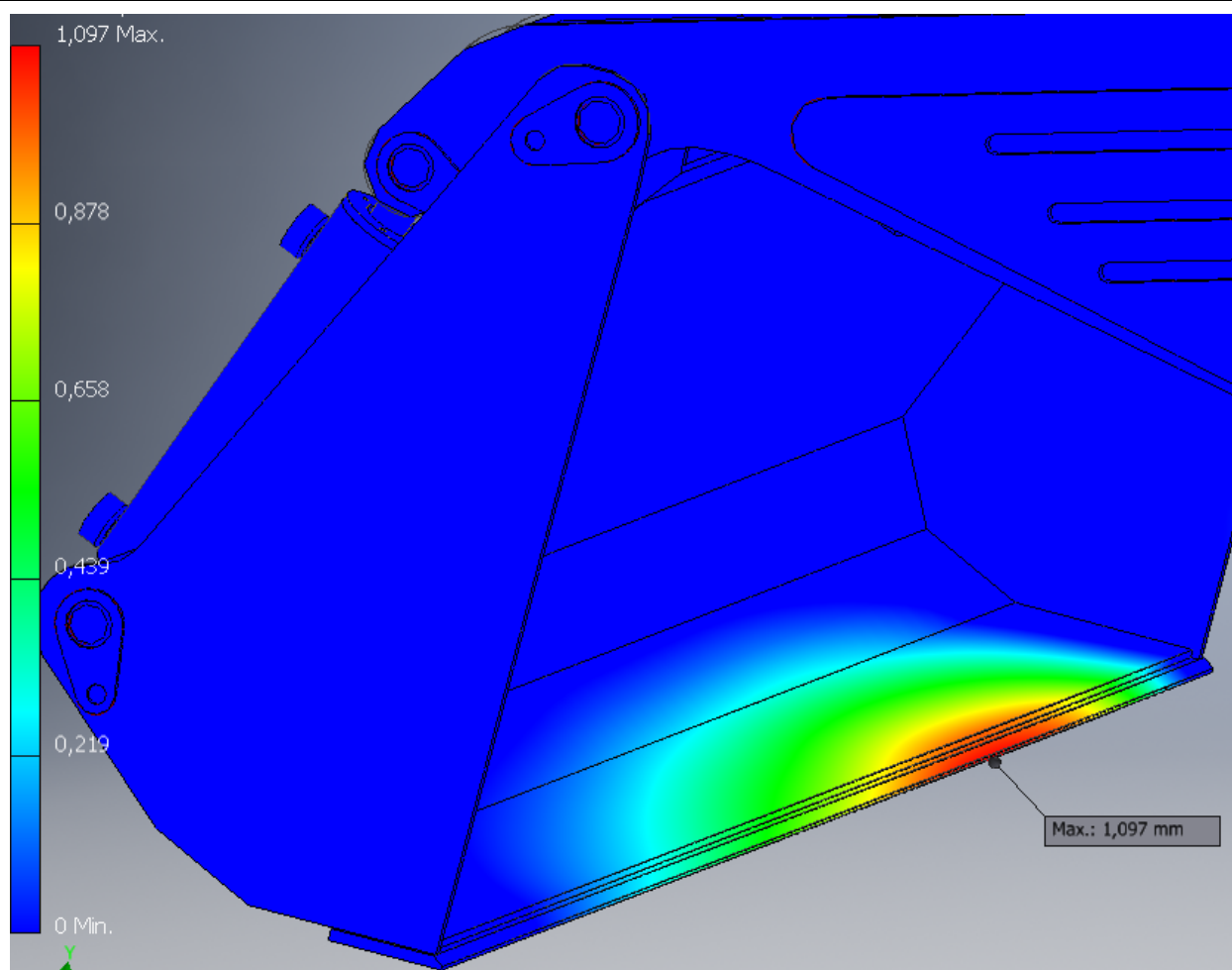
Maximální napětí von Mises se vybarvilo na spodní části plechu, který je navařen na zadní straně těla lopaty a slouží pro uložení čepů (obr. 30). Toto místo je zatíženo maximálním napětím, které je rovno 97 MPa. Tuto hodnotu porovnám s mezí kluzu materiálu, ze kterého je lopata vyrobena. Mez kluzu materiálu S355 je rovna 355 MPa, což znamená, že při tomto zatížení lopata vyhovuje.



Obr 30.: Zobrazení místa s maximálním napětím první simulace [vlastní zdroj]

Posunutí

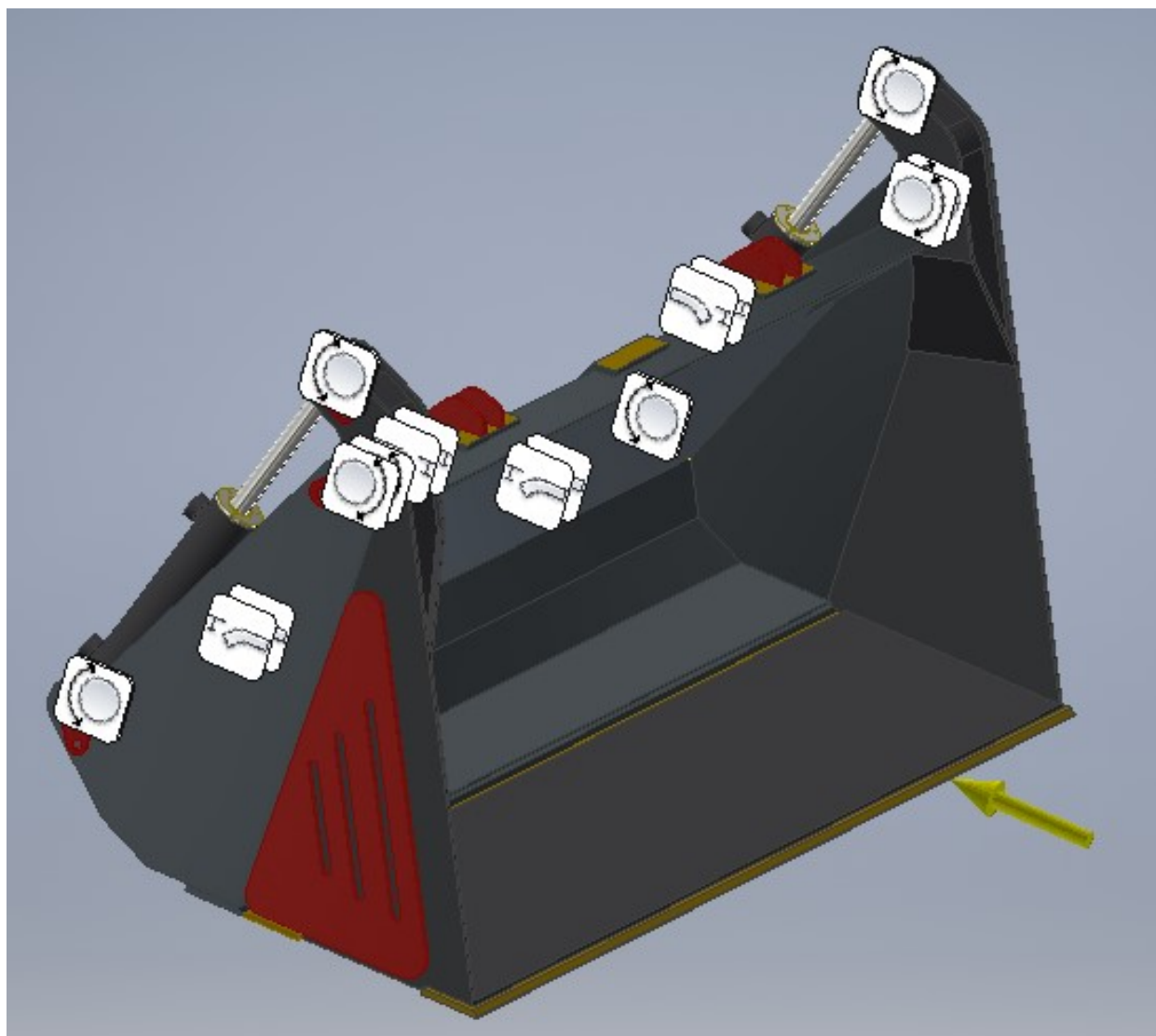
Další hodnota, kterou mi analýza vykreslila je posunutí. Maximální posunutí se nachází v místě působení síly a je rovno 1 mm. V tomto místě se nachází břit těla lopaty, který je vyroben z plechu navařeného k tělu lopaty (obr.31).



Obr 31.: Zobrazení místa s maximálním posunutím první simulace [vlastní zdroj]

4.2 Nerovnoměrný náraz sklopenou lopatou

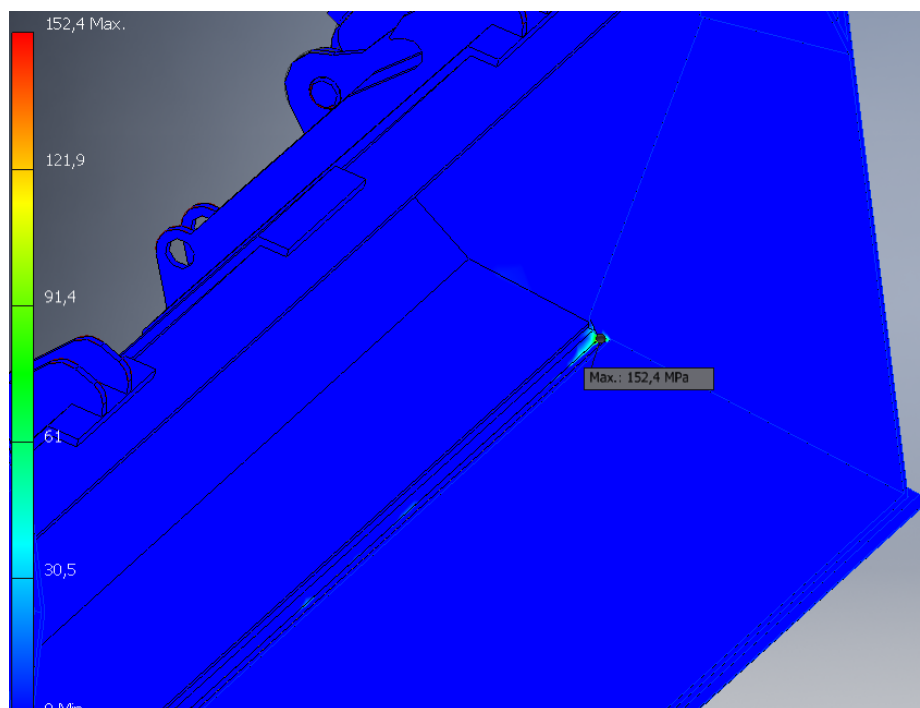
Další situací, kterou jsem simuloval, byl náraz sklopenou lopatou do pevného tělesa. U nárazu jsem zvolil stejnou rychlost a podmínky jako u předešlé simulace. Tento náraz jsem opět simuloval jako nerovnoměrný. Sklápěcí část, na kterou síla působí, je vlastně kastle uložena na čepech, proto zde předpokládám větší deformace. Kastle má při nerovnoměrném nárazu jednu hranou tendenci se zkroutit. Z tohoto důvodu jsem navrhl lopatu tak, aby se při zavření dorazil břit těla lopaty a vnitřní břit sklápěcí části. Břity tedy fungují jako dorazy aby se sklápěcí část při nárazu nekroutila. V místech dorazů předpokládám velké napětí. Bočnice sklápěcí části jsou taktéž vybaveny navařenými plechy, které fungují jako dorazy. Umístění síly je zobrazeno na obrázku 32.



Obr 32.: Umístění síly druhé simulace [vlastní zdroj]

Simulace

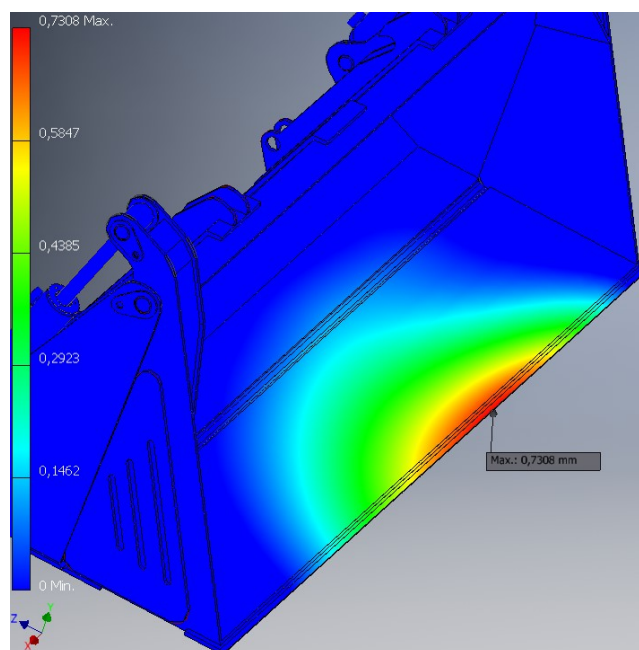
Místo s největším napětím se vybarvilo v místě dorazu břitů (obr.33). Toto místo je zatíženo maximálním napětím von Mises 152,4 MPa. Napětí jsem opět porovnal s Mezí kluzu materiálu S355. Mez kluzu použitého materiálu je větší než napětí získané simulací, tudíž konstrukce takovému zatížení vyhovuje.



Obr 33.: Zobrazení místa s maximálním napětím druhé simulace [vlastní zdroj]

Posunutí

Jelikož se díky dorazům nemá sklápěcí část jak zkroutit, dochází k největšímu posunutí na vnějším břitu sklápěcí části. Maximální posunutí je rovno 0,7 mm. Místo s maximálním posunutím je zobrazeno na obrázku 34.



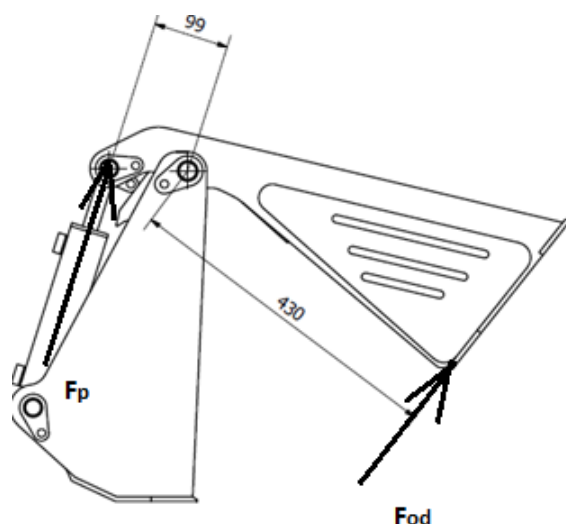
Obr 34.: Zobrazení místa s maximálním posunutím druhé simulace [vlastní zdroj]

4.3 Odpor tělesa při sklápění

Další situací, kterou simuluji, je odpor na vnitřním břitu sklápěcí části. Tento odpor může vzniknout například přítomností tělesa, které se při sklápěcí lopaty nezdeformuje ani neposune. Napětí jsem opět simuloval jako nerovnoměrné. Při tomto zatížení nebylo možné zabránit případnému zkroucení dorazem, jak to bylo u předešlé situace, tudíž jsem situaci nasimuloval, abych zjistil, zda bude vznikající napětí a posunutí vyhovující. Těleso kladoucí odpor na sklápěcí část jsem v analýze simuloval silou.

Určení síly

Při zjišťování síly bylo nutné zjistit takové místo v kinematice, kdy je poměr ramen působících sil nejmenší, tudíž místo kdy síla lineárního motoru působí na největším možném rameni. Tato situace i s hodnotami délek ramen je znázorněna na obrázku 35.



Obr 35.: Zobrazení délek ramen při působení odporu tělesa [vlastní zdroj]

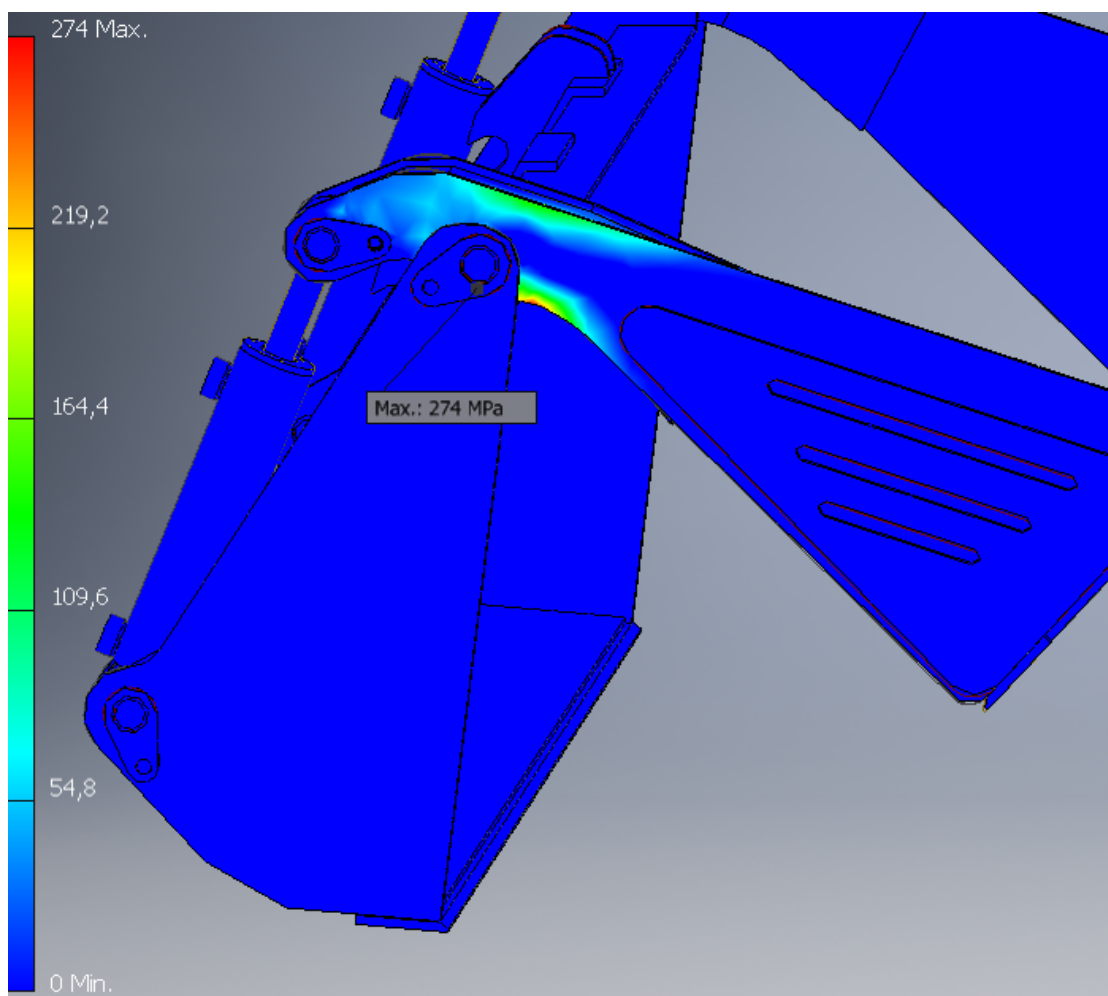
Síla F_p působí na rameni L_{Fp} a síla F_{od} působí na rameni L_{Fod} . Z obrázku 35 jsem odečetl délky ramen jednotlivých sil a pomocí momentových rovnic vypočítám sílu odporu tělesa F_{od} (36):

$$\begin{aligned}
 F_p \cdot L_{Fp} &= F_{od} \cdot L_{Fod} \\
 2 \cdot F_{\max} \cdot 99 &= F_{od} \cdot 430 \\
 F_{od} &= \frac{2 \cdot F_{\max} \cdot 99}{430} \\
 F_{od} &= \frac{2 \cdot 15080 \cdot 99}{430} \\
 F_{od} &= 6944 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{36}$$

Odpor tělesa bude na břit působit silou $F_{od} = 6944 \text{ N}$.

Simulace

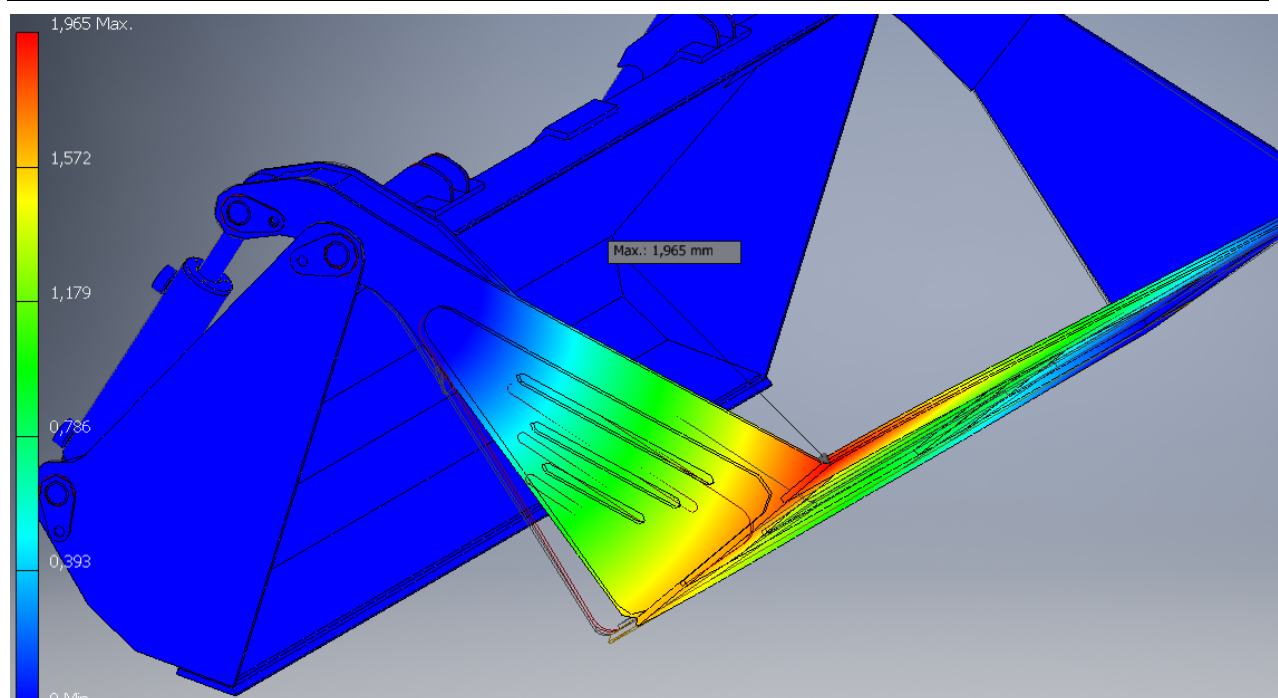
Po provedení simulace mi program vybarvil místo s největším napětím. Toto místo se nachází na rameni sklápěcí části a jeho hodnota je 274 MPa. Při porovnání této hodnoty s mezí kluzu oceli S355, která je rovna 355 MPa jsem zjistil, že napětí vznikající při tomto druhu zatížení nepřekračuje mez kluzu použité oceli. Vzniklé napětí se této mezi blíží, ovšem nepředpokládám, že tato situace nerovnoměrného zatížení pevným tělesem bude v praxi běžná, tudíž konstrukce vyhovuje.



Obr 36.: Zobrazení místa s maximálním napětím třetí simulace [vlastní zdroj]

Posunutí

Program mi po nasimulování situace zobrazil i hodnotu maximálního posunutí. Sklápěcí část se při nasimulovaném zatížení posunula o 1,96 mm.



Obr 37.: Zobrazení místa s maximálním posunutím třetí simulace [vlastní zdroj]

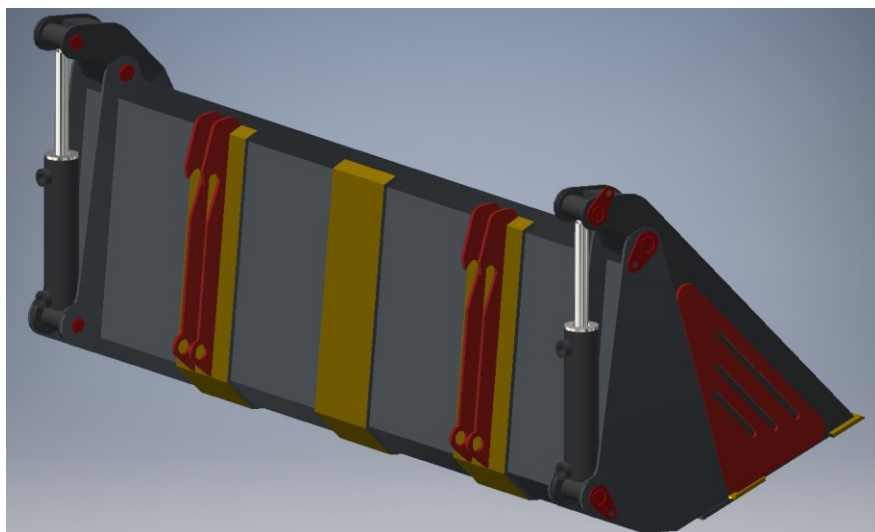
4.4 Zhodnocení simulací

V programu Autodesk Inventor Professional 2018 jsem provedl patřičné simulace pomocí MKP analýzy provozních zatížení, která jsou podle mě kritická a mohou při používání lopaty nastat. Jednalo se především o nerovnoměrné zatížení jednotlivých částí lopaty. Po porovnání výsledků simulací jsem zhodnotil, že konstrukce lopaty těmto zatížením vyhovuje. Nerovnoměrné zatížení je pro sestavu horší než zatížení rovnoměrné tudíž předpokládám, že pokud sestava nerovnoměrnému zatížení vyhovuje, ob stojí i při zatížení rovnoměrném. Výsledky simulací nemusí přesně odpovídat reálným zatížením při provozu, jelikož nebylo možné provést experiment, který by stanovil hodnotu Δt . Taktéž mohou být výsledky mírně zkresleny z důvodu použití pevných vazeb v místech uchycení lopaty na čelní nakladač. Použitím těchto vazeb jsem docílil toho, že veškeré napětí a deformace zachytí lopata. V reálné situaci se může stát, že se například při nárazu traktor mírně nakloní tudíž lopata nezachytí všechno provozní zatížení.

5 Výsledné konstrukční řešení

5.1 Úchyty pro čelní nakladač

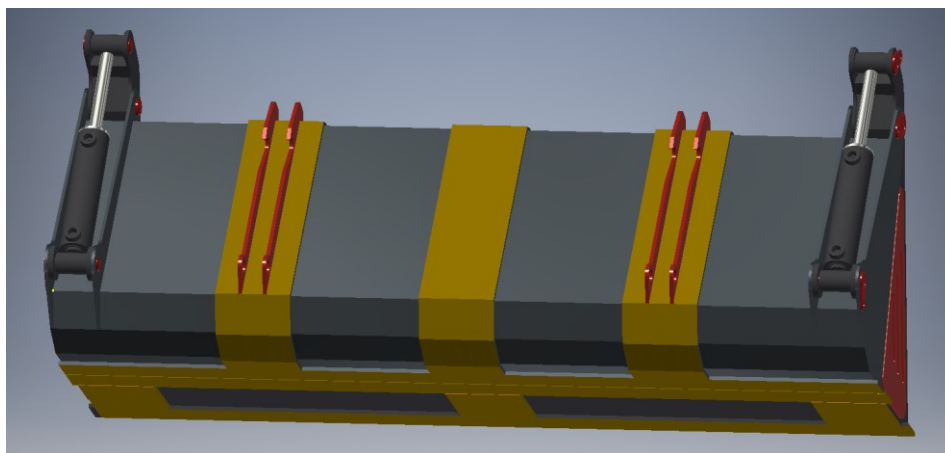
Úchyty slouží k připevnění lopaty na čelní nakladač traktoru. Jsou navařeny na vyztuženích zadní části lopaty. Vyztužení je na obrázku 38 zobrazeno žlutou barvou.



Obr 38.: Úchyty lopaty pro čelní nakladač [vlastní zdroj]

5.2 Vyztužení lopaty

Jako vyztužení jsem použil plechy navařené na zadní a spodní část lopaty (obr.39). Toto řešení jsem zvolil namísto použití žebrování uvnitř lopaty. Při použití žebrování uvnitř lopaty by mohlo dojít k uchycování materiálu k žebřům lopaty, což by způsobilo, že se materiál v lopatě bude usazovat.



Obr 39.: Vyztužení těla lopaty [vlastní zdroj]

5.3 Uložení lineárních hydromotorů

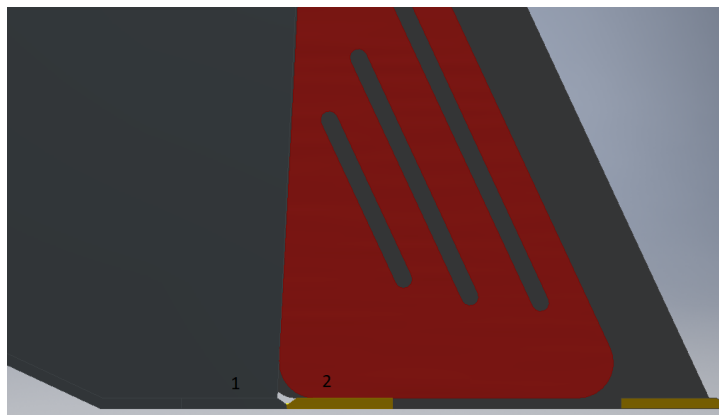
Lineární hydromotory jsou uloženy na čepech. Styčná plocha čepu je zvětšena kroužky navařenými na bočnice lopaty (obr.40).



Obr 40.: Uložení lineárních hydromotorů [vlastní zdroj]

5.4 Dorazy sklápěcí části lopaty

Aby se sklápěcí část při nárazu na překážku nekroutila, fungují břity těla lopaty (na obr. 41 označen číslem 1) a břít sklápěcí části (na obr 41 označen číslem 2) jako dorazy, které nedovolují posunutí sklápěcí části. Zesílení na bočnici sklápěcí části, které je na obrázku znázorněno červeně, taktéž funguje jako doraz, který se doráží na bočnici těla lopaty.

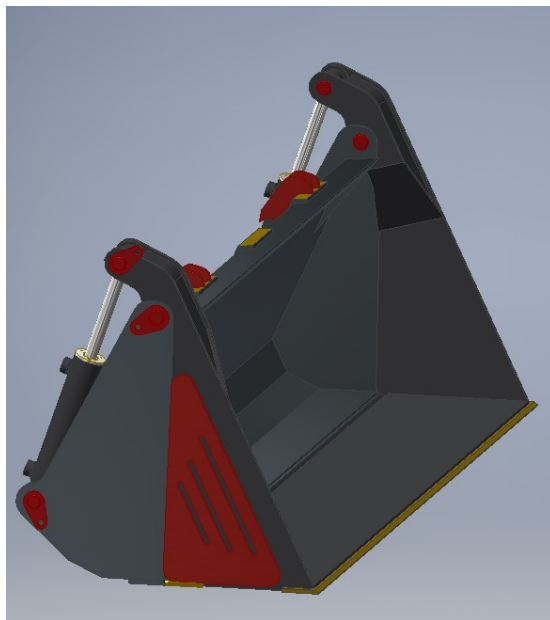


Obr 41.: Dorazy sklápěcí části lopaty [vlastní zdroj]

5.5 Krajiní polohy lopaty

Zavřená poloha sklápěcí části

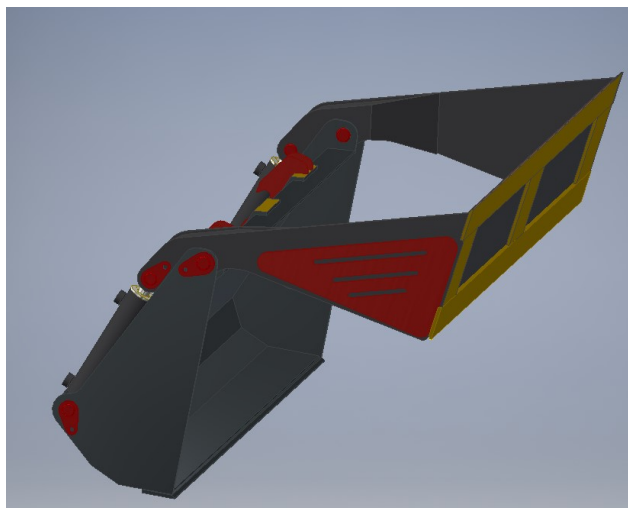
Pístní tyče jsou plně vysunuty a sklápěcí část doléhá svými dorazy na tělo lopaty (obr.42). Celková hmotnost lopaty je rovna 86 kg. Při sklápění působí břít sklápěcí částí minimální silou 5 000 N. V zavřeném stavu je objem lopaty 0,2 m³.



Obr 42.: Zavřená poloha sklápěcí části lopaty [vlastní zdroj]

Otevřená poloha sklápěcí části

Pístní tyče jsou plně zasunuty a sklápěcí část je rozevřena na 80° (obr.43).



Obr 43.: Otevřená poloha sklápěcí části lopaty [vlastní zdroj]

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navržení konstrukčního řešení mechanismu s multifunkční lopatou neboli klapačky. Při návrhu byly splněny vstupní rozměry zadány firmou Šálek s.r.o. Konstrukce těla lopaty i mechanismu dle výpočtů použitých v této práci vyhovuje zatížením, ke kterým bude docházet během provozu navrženého zařízení.

V úvodu byla vypracována rešerše ohledně typů nakladačů, zemědělských strojů, čelního nakladače a jeho příslušenství. Mezi toto příslušenství patří i klapačka, kterou se tato práce zabývá. Dále jsou popsány dostupné provedení na trhu a analýza problematiky.

Následuje konstrukční část, ve které jsou stanoveny vstupní rozměry, ze kterých se při návrhu vychází. Tato část také obsahuje výběr vhodného mechanismu, jeho popis a výpočet jeho potřebné síly určené ze schématu pohybu sklápěcí části lopaty. Následně je provedena kontrola pístní tyče na vzpěr. Poté je provedena kontrola čepů na ohyb, stříh a otláčení. Čepy dle výpočtů vyhovují.

V další části této práce je pomocí simulací provedených pomocí MKP analýzy zkontrolována konstrukce těla lopaty. Analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Po nastavení vazeb, dotyků a sítě byla vypočítána zatěžující síla, která byla použita pro simulaci jednotlivých zatížení. Simulována byla nerovnoměrná zatížení jednotlivých břitů lopaty. Dle výsledků simulací navržené řešení vyhovuje zatížením.

Součástí práce je vypracovaná výkresová dokumentace jednotlivých částí společně s výkresem sestavy. Navržený mechanismus s multifunkční lopatou splňuje všechny zadané parametry tudíž splňuje zadání.

7 Zdroje

- [1] Smykové nakladače – CIME. *CIME – zemědělská, stavební a komunální technika* [online]. Copyright © [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: <https://www.cime.cz/smykove-nakladace/>
- [2] Pásový nakladač Caterpillar 973D / Je zde největší pásový nakladač světa v nejnovějším provedení – Caterpillar 973D / Recenze / Články / bagry.cz - vše o stavebních strojích pro zemní práce. *bagry.cz - vše o stavebních strojích pro zemní práce* [online]. Dostupné z: https://bagry.cz/cze/clanky/recenze/je_zde_nejvetsi_pasovy_nakladac_svetu_v_nejnovejsim_provedeni_caterpillar_973d/pasovy_nakladac_caterpillar_973d
- [3] [online]. Dostupné z: <https://www.albancat.com/new/earth-moving/medium-wheel-loaders/950m-wheel-loader/>
- [4] Výroba a prodej malotraktorů Prostějov, Šálek s.r.o. | agroservispv.cz. *Výroba a prodej malotraktorů Prostějov, Šálek s.r.o. | agroservispv.cz* [online]. Copyright © 2012 [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: <http://www.agroservispv.cz/>
- [5] Cat | D4 Dozers | Bulldozers | Crawler Dozers | Caterpillar. *Cat | global-selector | Caterpillar* [online]. Copyright © 2020 All Rights Reserved. [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: https://www.cat.com/en_ID/products/new/equipment/dozers/medium-dozers/102980.html
- [6] What Type of Loader Do I Actually Need? - BigRantz.com. BigRantz: The Nation's Largest Equipment Rental Company [online]. Copyright © 2020 BigRantz, Inc. All rights reserved. [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: <https://www.bigrantz.com/how-to-guides/type-loader-actually-need>
- [7] 'Tracking' the History of Crawler Loaders, Dozer | Construction Equipment Guide. *Construction Equipment Guide: Used Heavy & Construction Equipment Search & Industry News* [online]. Dostupné z: <https://www.constructionequipmentguide.com/tracking-the-history-of-crawler-loaders-dozer/31126>
- [8] [online]. Dostupné z: <http://ezinearticles.com/?Types-Of-Wheel-Loaders&id=7087520>
- [9] Different Types of Loaders Used In Construction – Types of Loaders – Wattpad. *Wattpad – Where stories live* [online]. Copyright © 2020 Wattpad [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: <https://www.wattpad.com/86974551-different-types-of-loaders-used-in-construction>
- [10] *Agrafa, zemědělská technika | Agrafa s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://www.agrafa.com/traktory-nakladace/naradi-k-celnim-nakladacum>
- [11] <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/prepravni-vidle-na-baliky-se-3-hroty-p5653/>
- [12] Traktory a jejich specifické využití | Zemědělec. *Zemědělec | Zemědělský zpravodajský portál* [online]. Dostupné z: <https://www.zemedelec.cz/traktory-a-jejich-specificke-vyuziti/>

- [13] Kombinovaná lopata Wacker Neuson pro nakladače WL | Kohut.cz. *Stavební stroje a technika KOHÚT A SPOL. | kohut.cz* [online]. Copyright © Kohut.cz [cit. 27.04.2020]. Dostupné z: <https://www.kohut.cz/kombinovana-lopata-wacker-neuson/>
- [14] Lopata otvíraná zdola 4 v 1 | Agrafa s.r.o. *Agrafa, zemědělská technika | Agrafa s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://www.agrafa.com/traktory-nakladace/naradi-k-celnim-nakladacum/lopata-otvirana-zdola-4-v-1/>
- [15] Lžice klapačka 4v1 – Nakladače SCHMIDT. *Kolové nakladače SCHMIDT – jsme výhradním distributorem* [online]. Dostupné z: <https://www.prodejnakladacu.cz/produkt/lzice-klapacka-4v1/>
- [16] Čelní nakladač ND5-060 | Pracovní nářadí – Návěs, Fekální návěs, Nákladní plošina, Paletizační zvedací zařízení, Čelní nakladač, Zadní bagrovací zařízení | agroservispv.cz. *Výroba a prodej malotraktorů Prostějov, Šálek s.r.o. | agroservispv.cz* [online]. Copyright © 2012 [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <http://www.agroservispv.cz/pracovni-naradi/doprava/celni-nakladac-nd5-060>
- [17] Winea 47HP – Comfort | Malotraktory kloubové 4x4 | agroservispv.cz. *Výroba a prodej malotraktorů Prostějov, Šálek s.r.o. | agroservispv.cz* [online]. Copyright © 2012 [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <http://www.agroservispv.cz/malotraktory/kloubove/winea-47hp-comfort>
- [18] Vega 50 HP – Excelent | Malotraktory s kabinou 4x4 | agroservispv.cz. *Výroba a prodej malotraktorů Prostějov, Šálek s.r.o. | agroservispv.cz* [online]. Copyright © 2012 [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <http://www.agroservispv.cz/malotraktory/s-kabinou/vega-50hp-excellent>
- [19] Čelní rampovač KR PAN RD 1800 1,8 m | Interforst. *Interforst – Váš partner pro elektrické ruční nářadí, les a zahradu* [online]. Copyright © 2020 [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <https://www.interforst.cz/det/celni-rampovac-krpan-rd-1800-1-8-m>
- [20] Kleště na balíky Unigrip Quicke 130 | e-shop zemědělské potřeby | Zemědělské potřeby M+S s.r.o. *e-shop zemědělské potřeby | www.eshop-zemedelske-potreby.cz | Zemědělské potřeby M+S s.r.o.* [online]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/kleste-na-baliky-unigrip-quick-130-p7695/>
- [21] *Agrafa, zemědělská technika | Agrafa s.r.o.* [online]. Dostupné z: <http://www.agrafa.com/traktory-nakladace/naradi-k-celnim-nakladacum/lopata-standard/#group>
- [22] Lopata s drapákem Powergrab Quicke 240 | Eshop zemědělské potřeby | Zemědělské potřeby M+S s.r.o. *e-shop zemědělské potřeby | www.eshop-zemedelske-potreby.cz | Zemědělské potřeby M+S s.r.o.* [online]. Dostupné z: https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/lopata-s-drapakem-powergrab-quick-p26964/?vid=7755&utm_source=Google%20n%C3%83%C2%A1kupy&utm_medium=ppc&utm_c

- ampaign=Lopata%20s%20drap%C3%83%C2%A1kem%20Powergrab%20Quicke%20240&gclid=Cj0KCQjw
- [23] Paletizační vidle 2,0 t – agra-fa-e-shop. *AGRAFA s.r.o. - zemědělská technika* [online]. Dostupné z: <https://www.agrafa-eshop.com/kleste-na-baliky-2/paletizacni-vidle-2-0-t/>
- [24] [online]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablon/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-20.pdf
- [25] http://www.adlox.sk/hydraulicky-valec-hm1-2-40-22x500_731.html
- [26] NEREZ hydraulická vsuvka bezúkapová série 200 samec G1/2"vně 206SLAW21EVX. KOVAZ.cz - *Hydraulika pneumatika hadice těsnění* / KOVAZ [online]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/nerez-hydraulicka-vsuvka-bezúkapova-serie-200-samec-g1-2-vne-206slaw21evx-318912/>
- [27] Hydraulická hadice. Nakupujte díly na zemědělské stroje s jistotou | Kardanka.cz [online]. Copyright © CS Technika s.r.o. [cit. 01.05.2020]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/hydraulicka-hadice-21361.html?gclid=Cj0KCQjwka_1BRCPARIsAMlUmEqamd-eJB3QsczQi2tg5LF-zzsE_ExOv_gkimAjdJ70IG-VfomAj2EaAqZYEALw_wcB
- [28] Hydraulické trubky bezešvé – Tubes International. Průmyslové hadice a armatury – Tubes International [online]. Copyright © Tubes International 2019 [cit. 01.05.2020]. Dostupné z: <https://www.tubes-international.cz/produkty/vysokotlaka-hydraulika-prumyslova-hydraulika/hydraulicke-trubky-bezesve/>
- [29] Hydraulické kuličkové rychlospojky. GMS Velkoobchod s.r.o. - hadice a pryže [online]. Copyright © 2018 GMS velkoobchod s.r.o. [cit. 01.05.2020]. Dostupné z: <https://www.gms.cz/hydraulika-hydraulicke-rychlospojky-a-prislusenstvi-kulickove-rychlospojky>

Použité software

Microsoft Office Word 2007

Autodesk Inventor Professional 2018

Výstřižky

8 Seznam příloh

Druh výkresu:	Název výkresu:	Formát:
Výrobní výkres	Boční výztuha	A4
Výrobní výkres	Břit lopaty	A4
Výrobní výkres	Dno sklápěcí části	A4
Výrobní výkres	Horní čep sklápění	A4
Výrobní výkres	Pojištění čepu sklápění	A4
Výrobní výkres	Pojištění středového čepu	A4
Výrobní výkres	Spodní výztuha	A4
Výrobní výkres	Spodní čep sklápění	A4
Výrobní výkres	Středový čep	A4
Výrobní výkres	Upínání traktoru	A4
Výrobní výkres	Plech uložení čepu	A4
Výrobní výkres	Zadní výztuha	A4
Výrobní výkres	Základní plech	A4
Výrobní výkres	Menší zesílení	A4
Výrobní výkres	Větší zesílení	A4
Výrobní výkres	Bok sklápěcí části	A4
Výrobní výkres	Bok těla lopaty	A4
Sestavný výkres	Sestava spodního čepu	A4
Sestavný výkres	Sestava horního čepu	A4
Sestavný výkres	Sestava středového čepu	A4
Sestavný výkres	Sestava těla lopaty	A2
Sestavný výkres	Sestava sklápěcí části	A2
Sestavný výkres	Celková sestava lopaty	A2

Poděkování

Děkuji vedoucímu této bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za konzultace a cenné rady při vypracovávání této práce. Také bych rád poděkoval rodině za podporu při studiu a firmě Šálek s.r.o. za poskytnutí tématu.